



(19)  
Bundesrepublik Deutschland  
Deutsches Patent- und Markenamt

(10) **DE 602 09 601 T2** 2006.11.02

(12)

## Übersetzung der europäischen Patentschrift

(97) **EP 1 291 516 B1**

(21) Deutsches Aktenzeichen: **602 09 601.4**

(96) Europäisches Aktenzeichen: **02 019 671.3**

(96) Europäischer Anmeldetag: **03.09.2002**

(97) Erstveröffentlichung durch das EPA: **12.03.2003**

(97) Veröffentlichungstag

der Patenterteilung beim EPA: **08.03.2006**

(47) Veröffentlichungstag im Patentblatt: **02.11.2006**

(51) Int Cl.<sup>8</sup>: **F02D 41/40** (2006.01)  
**F02D 41/30** (2006.01)

(30) Unionspriorität:

**2001272141 07.09.2001 JP**

(73) Patentinhaber:

**Isuzu Motors Ltd., Tokio/Tokyo, JP**

(74) Vertreter:

**Schaumburg, Thoenes, Thurn, Landskron, 81679 München**

(84) Benannte Vertragsstaaten:

**DE, FR, GB**

(72) Erfinder:

**Shimazaki, Naoki, Fujisawa-shi, Kanagawa, JP**

(54) Bezeichnung: **Dieselmotorkraftmaschine mit Direkteinspritzung**

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).

Die Übersetzung ist gemäß Artikel II § 3 Abs. 1 IntPatÜG 1991 vom Patentinhaber eingereicht worden. Sie wurde vom Deutschen Patent- und Markenamt inhaltlich nicht geprüft.

## Beschreibung

**[0001]** Die vorliegende Erfindung betrifft einen Direkteinspritzungs-Dieselmotor gemäß dem Oberbegriff des Anspruchs 1 und insbesondere einen Direkteinspritzungs-Dieselmotor, bei dem eine Reinigung der Abgase und eine Verbesserung im Kraftstoffverbrauch durch eine Durchführung einer homogenen Ladungskompressionszündverbrennung erzielt werden.

**[0002]** In den letzten Jahren sind die Anforderungen an Umweltschutzmaßnahmen bei Verbrennungsmotoren und insbesondere Dieselmotoren immer höher geworden und man hat verschiedene Mittel vorgesehen, wie etwa Dieselpartikelfilter (DPF), die Ruß, beispielsweise schwarzen Rauch, einfangen, oder NOx-Katalysatoren, die eine Reinigung durch eine Reduzierung des NOx-Gehalts durchführen. Zudem werden verschiedene Verbrennungssysteme untersucht, um die Nachfrage nach einer Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs mit dem Ziel einer im wesentlichen vollständigen Vermeidung von schwarzem Rauch oder NOx und zudem einer Verringerung von CO<sub>2</sub> zu erfüllen.

**[0003]** Allerdings weisen DPF- oder NOx-Katalysatoren vom ständig regenerierenden Typ, die jüngst für Aufmerksamkeit gesorgt haben, Einschränkungen bezüglich der Temperatur auf, bei der sie effizient funktionieren. Insbesondere kommt es bei ihnen beispielsweise deshalb zu Problemen, weil sie im Bereich einer niedrigen/mittleren Motorlast, bei der die Motorabgase eine niedrige Temperatur aufweisen, nicht effektiv arbeiten. Zudem kommt es bei den erwähnten DPFs oder Katalysatoren dann, wenn als Reduzierungsmittel vom Kraftstoff stammende Kohlenwasserstoffe zugeführt werden, gleichzeitig zu einer Verschlechterung des Kraftstoffverbrauchs.

**[0004]** Es ist daher vom technischen Standpunkt aus vorzuziehen, die Verbrennung selbst zu verbessern.

**[0005]** Eine Möglichkeit hierfür, die in letzter Zeit für Aufmerksamkeit gesorgt hat, besteht in einer homogenen Ladungsverbrennung (bzw. Vormischverbrennung), bei der die Zündung nach einem Vormischen des Kraftstoffs innerhalb der Verbrennungskammer durch eine Veränderung der Kraftstoffeinspritzzeitsteuerung gegenüber der normalen Zeitsteuerung erfolgt, um so die Zeit vom Beginn der Kraftstoffeinspritzung bis zur Zündung zu nutzen. Es ist bekannt, dass sich durch eine solche homogene Ladungsverbrennung ein geringer NOx-Ausstoß und eine geringe Rauchentwicklung erzielen lassen.

**[0006]** Bereits bekannte Möglichkeiten, eine homogene Ladungsverbrennung herbeizuführen, umfassen ein relativ zur Kraftstoffeinspritzzeitsteuerung,

bei der eine normale Diffusionsverbrennung durchgeführt wird, (üblicherweise bei BTDC 10° bis ATDC 10°), frühes Einspritzen von Kraftstoff und die Erzielung einer homogenen Ladungsverbrennung dadurch, dass die Zündzeitverzögerungsperiode durch eine Verzögerung des Einspritzzeitsteuerung verlängert wird.

**[0007]** Allerdings führt eine Verzögerung der Kraftstoffeinspritzzeitsteuerung immer zu einer Zeitsteuerung, bei der der Verbrennungszeitraum derart vom oberen Totpunkt abweicht, dass eine Beeinträchtigung der Wärmeeffizienz nur schwer vermieden werden kann, so dass eine Verzögerung nicht wünschenswert ist, weil sie mit einer Verschlechterung des Kraftstoffverbrauchs einhergeht. Aus diesem Grund wird eine frühe Kraftstoffeinspritzung als wünschenswert angesehen, da sich der Zündzeitpunkt hier nahe dem oberen Totpunkt einstellen lässt, so dass es hierbei nicht zu einer Verschlechterung des Kraftstoffverbrauchs kommt.

**[0008]** Allerdings treten bei einer homogenen Ladungsverbrennung, bei der Kraftstoff früher als üblich eingespritzt wird (was als homogene Ladungskompressionszündverbrennung bzw. Vormischkompressionszündverbrennung bezeichnet wird), die folgenden Probleme auf.

**[0009]** Zunächst kann eine homogene Ladungskompressionszündverbrennung nicht in allen Operationsbereichen des Motors durchgeführt werden. Dies liegt daran, dass höhere Kraftstoffeinspritzraten bei voller Last dazu führen, dass es zur Zündung kommt, ehe der Motor nahe dem oberen Totpunkt angelangt ist, was zu einem heftigen Klopfen führt, das den Motor beschädigt. Ein weiterer Grund liegt darin, dass selbst dann, wenn die Zündung nahe dem oberen Totpunkt beginnt, die darauffolgende Verbrennung schlagartig erfolgt, was zu einem Anstieg der Verbrennungstemperatur und einem erhöhten NOx-Ausstoß führt.

**[0010]** Darüber hinaus haftet bei einer homogenen Ladungskompressionszündverbrennung der eingespritzte Kraftstoff aufgrund der Kraftstoffeinspritzung bei einem tiefer als üblich liegenden Kolben an der Innenwand des Zylinders an, sofern der Einspritzwinkel nicht korrekt eingestellt ist, was zu einer Erhöhung der Menge an nicht verbrannten Kohlenwasserstoffen und/oder nicht verbrannter Öllösung führen kann, was wiederum eine Verschlechterung des Kraftstoffverbrauchs zur Folge hat.

**[0011]** Die DE 199 16 485 A1 offenbart einen Direkteinspritzungs-Dieselmotor mit den Merkmalen gemäß dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

**[0012]** Die US-A-58 75 743 beschreibt einen Dieselmotor, der dazu ausgelegt ist, in einem ersten Ge-

schwindigkeits- und Lastbereich in einem herkömmlichen Dieselverbrennungsmodus und in einem zweiten Last- und Geschwindigkeitsbereich in einem homogenen Ladungskompressionszündmodus zu arbeiten. Der Motor weist zwei Kraftstoffeinspritzer auf, und zwar einen Kraftstoffeinspritzer im Zylinder und einen Einlasskanalkraftstoffeinspritzer. Der Kraftstoffeinspritzer im Zylinder wird im herkömmlichen Dieselmodus eingesetzt, während der Einlasskanalkraftstoffeinspritzer im homogenen Ladungskompressionszündmodus aktiviert wird.

**[0013]** Die EP-A-1 031 722 offenbart eine Steuervorrichtung für einen Verbrennungsmotor vom Vormischkompressionszündtyp, welche ein Kraftstoffeinspritzventil zur Kraftstoffzufuhr in eine Verbrennungskammer des Motors, ein Betriebszustand-Erfassungsmittel zur Erfassung des Betriebszustands des Motors und ein Kraftstoffeinspritzsteuermittel zur Steuerung des Kraftstoffeinspritzventils auf der Basis der Ergebnisse der von dem Betriebszustand-Erfassungsmittel durchgeführten Ermittlung hat, wobei das Kraftstoffeinspritzsteuermittel das Kraftstoffeinspritzventil derart steuert, dass die Zufuhr von Kraftstoff in die Verbrennungskammer spätestens beendet ist, ehe der Kolben einen oberen Totpunkt der Verdichtung erreicht, wobei die Steuervorrichtung ein Luftzufuhrmittel zur Zufuhr von Druckluft zur Verbrennungskammer und ein Luftmengen-Steuermittel zur Steuerung des Luftzufuhrmittels umfasst, wobei das Luftmengen-Steuermittel die Druckluftzufuhr so steuert, dass die Verbrennung eines Gasgemisches durch Selbstzündung aufgrund einer Kompressionswirkung des Motorkolbens dann erfolgt, wenn der Kolben nahe dem oberen Totpunkt der Kompression angelangt ist. Diese Steuervorrichtung stellt sicher, dass die Ausgabe einem Zeitpunkt einer Hochlastoperation des Motors entspricht, wobei der NOx-Ausstoß verringert wird.

**[0014]** Der vorliegenden Erfindung liegen die genannten Probleme zugrunde, wobei ihre Aufgabe darin besteht, bei Durchführung einer homogenen Ladungskompressionszündverbrennung eine geeignete Kraftstoffeinspritzung für alle Motorbetriebsbereiche sowie eine Reinigung der Abgase und eine Verringerung des Kraftstoffverbrauchs zu erzielen.

**[0015]** Gemäß der vorliegenden Erfindung wird diese Aufgabe durch einen Direkteinspritzungsdieselmotor nach Anspruch 1 gelöst.

**[0016]** Dabei wird während einer Teillastoperation (niedrige/mittlere Last) des Motors eine Kraftstoffeinspritzung im homogenen Ladungskompressions-Einspritzmodus durchgeführt, wodurch eine homogene Ladungskompressionszündverbrennung erfolgt und sich Vorteile, wie etwa eine Verbesserung der (Menge der) Abgase, erzielen lassen und wobei sich zusätzlich während des Volllastbetriebs des Motors

eine Kraftstoffeinspritzung im herkömmlichen Kraftstoffeinspritzmodus durchführen lässt, wodurch eine herkömmliche Diffusionsverbrennung erfolgt; hierdurch lässt sich eine geeignete Kraftstoffeinspritzung im gesamten Motorbetriebsbereich durchführen.

**[0017]** Vorzugsweise wird ein Luftüberschussverhältnis  $\lambda$  von weniger als 2,5 als Volllastoperation identifiziert und die Kraftstoffeinspritzung im herkömmlichen Einspritzmodus durchgeführt, während ein Luftüberschussverhältnis  $\lambda$  von wenigstens 2,5 als Teillastoperation identifiziert wird, wobei in diesem Fall eine Kraftstoffeinspritzung im homogenen Ladungskompressions-Einspritzmodus erfolgt.

**[0018]** Da im herkömmlichen Einspritzmodus der Kraftstoff in eine radial nach außen weisende Richtung von der untersten Position des Hohlraums aus eingespritzt wird, lässt sich der Kraftstoff in das Innere des Hohlraums sowohl im herkömmlichen Einspritzmodus als auch im homogenen Ladungskompressions-Einspritzmodus einspritzen, was es ermöglicht, im homogenen Ladungskompressions-Einspritzmodus ein Anhaften von Kraftstoff an der Seitenwand im Zylinder zu verhindern und wodurch zudem eine Kraftstoffakkumulation nahe der niedrigsten Position vermieden wird. Hierdurch lässt sich wiederum ein Ausstoß von nicht verbrannten Kohlenwasserstoffen vermeiden.

**[0019]** Vorzugsweise ist in der Mitte der Bodenwand des Hohlraums ein Vorsprung ausgebildet, wobei die Seitenwand des Hohlraums derart mit einer Stirnfläche versehen ist, dass es am Einlass des Hohlraums nicht zu einer Drosselung kommt.

**[0020]** [Fig. 1](#) zeigt eine Querschnittsansicht zur Darstellung des Inneren eines Motors gemäß einem Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung.

**[0021]** Ein Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung wird im folgenden unter Bezugnahme auf die beigefügte Zeichnung beschrieben.

**[0022]** [Fig. 1](#) zeigt eine Querschnittsansicht des Inneren eines Direkteinspritzungs-Dieselmotors gemäß dem vorliegenden Ausführungsbeispiel. Wie sich der Figur entnehmen lässt, ist ein Zylinderkopf 4 mit Hilfe einer Dichtung 3 am oberen Ende eines Zylinders 2 gehalten, wobei ein Kolben 1 so vorgesehen ist, dass er sich vertikal frei im Zylinder 2 auf- und abbewegen kann. Eine Verbrennungskammer 5 wird durch den Kolben 1, den Zylinder 2, und den Zylinderkopf 4 begrenzt. Am oberen Ende des Kolbens 1 ist ein Hohlraum 6 vorgesehen; der Hohlraum 6 bildet einen Teil der Verbrennungskammer 5. Im Zylinderkopf 4 befindet sich eine Kraftstoffeinspritzdüse 7 zur Kraftstoffeinspritzung in die Verbrennungskammer. Das obere Ende der Kraftstoffeinspritzdüse 7 steht in das Innere der Verbrennungskammer 5 vor und weist

an ihrer Spitze mehrere Düsenöffnungen **8** auf.

**[0023]** Der Kolben **1**, der Zylinder **2**, die Kraftstoffeinspritzdüse **7** und der Hohlraum **6** liegen auf derselben Achse C, so dass all diese Bauteile coaxial zueinander ausgerichtet sind. Die Düsenöffnungen **8** der Kraftstoffeinspritzdüse **7** sind in gleichmäßigen Abständen in Umfangsrichtung an Positionen angeordnet, die auf derselben Höhe auf dieser Achse C liegen, wobei sie so ausgerichtet sind, dass der Kraftstoff durch die Düsenöffnungen jeweils mit einem festgelegten Einspritzwinkel  $\theta$  bezogen auf die Achse C eingespritzt wird. In der Zeichnungsfigur ist der durch entsprechende Einspritzachsen, welche symmetrisch um die Achse C verlaufen, gebildete Winkel (Öffnungswinkel) als  $2\theta$  angegeben; der Hälfte wert  $\theta$  hiervon ist der Einspritzwinkel der Kraftstoffeinspritzung. Der Hohlraum **6** weist eine bezüglich der Achse C symmetrische Form auf.

**[0024]** Im vorliegenden Fall könnte es sich bei dem Motor um einen Dieselmotor vom Einspritzpumpentyp handeln, der einen elektronischen Regler enthält, in dem die Kraftstoffeinspritzrate und der Einspritzzeitraum usw. des Motors elektronisch entsprechend den Motorbetriebsbedingungen gesteuert werden, wobei allerdings vorzugsweise ein Commonrail-Dieselmotor eingesetzt wird, da dieser einen größeren Freiheitsgrad hinsichtlich des Einspritzzeitraums aufweist. Im Falle des Motors vom Commonrail-Typ kann die Kraftstoffeinspritzdüse **7** ein Einspritzer sein, der einen elektronischen Betätiger (elektromagnetisches Solenoid usw.) enthält. Motorbetriebsbedingungen-Erfassungsmittel sind dazu vorgesehen, den Betriebszustand des Motors, wie etwa die Motordrehzahl und Motorlast zu ermitteln; dazu gehören zumindest Erfassungsmittel für die Einlassrate (Luftstromsensor usw.) zur Erfassung der Motorlufteinlassrate. Zudem ist eine elektronische Steuereinheit vorgesehen, die die Soll-Kraftstoffeinspritzrate und den Einspritzzeitraum etc. aufgrund dieser ermittelten Motorbetriebsbedingungen berechnet und festlegt und die Einspritzung entsprechend diesem Sollwert durchführt.

**[0025]** Der Hohlraum **6** stellt eine sogenannte toroidale Verbrennungskammer dar, die wie ein flacher Teller geformt ist, wobei ihre Form einen möglichst kleinen Oberflächenbereich aufweist. In der Mitte der Bodenwand in der Verbrennungskammer, wo die Luftverbrauchsrate gering ist, ist ein sanft ansteigender Vorsprung **9** ausgeformt. Zudem ist die Seitenwand **10** des Hohlraums **6** allein durch solche Oberflächen gebildet, durch die es zu keiner Drosselung im Hohlraumeinlass kommt. Dies bedeutet, dass alle Oberflächen der Seitenwand **10** entweder von der Achse C nach oben weg oder parallel zu dieser Achse C verlaufen, so dass keine Oberfläche existiert, die nach oben auf die Achse C zu verläuft. Anders gesagt, sind nur Oberflächen vorhanden, die sich

nach oben öffnen oder vertikal verlaufen; es gibt keine sich nach unten öffnenden Oberfläche. Somit stellt der Hohlraum **6** keine mit einem Rand versehene sogenannte Wiedereintritts-Verbrennungskammer dar.

**[0026]** In der Zeichnungsfigur sind mehrere Kolbenpositionen dargestellt. Die höchste dieser dargestellten Positionen (**1**) befindet sich in der Nähe des oberen Kompressions-Totpunkts; wobei diese Position zwischen  $10^\circ$  vor dem oberen Kompressionstotpunkt (BTDC) und  $10^\circ$  nach dem oberen Kompressionstotpunkt (ATDC) liegt. Die darauffolgenden Positionen in nach unten gehender Bewegung sind BTDC  $20^\circ$  (II),  $30^\circ$  (III),  $40^\circ$  (IV),  $50^\circ$  (V) und  $60^\circ$  (VI).

**[0027]** Zudem sind in der Zeichnungsfigur mehrere Einspritzwinkel dargestellt. Von oben nach unten handelt es sich dabei um  $\theta = 77,5^\circ$ ,  $70^\circ$ ,  $62,5^\circ$  und  $55^\circ$ . Für  $2\theta$  ergeben sich hierfür die Werte  $2\theta = 155^\circ$ ,  $140^\circ$ ,  $125^\circ$  und  $110^\circ$ .

**[0028]** Der Motor gemäß diesem Ausführungsbeispiel wird nun mit zwei Kraftstoffeinspritzmodi, nämlich einem herkömmlichen Einspritzmodus und einem homogenen Ladungskompressionseinspritzmodus ausgestattet.

**[0029]** Bei dem herkömmlichen Einspritzmodus handelt es sich um einen Modus, in dem Kraftstoff von der Kraftstoff-Einspritzdüse **7** mit einem Timing nahe dem oberen Kompressionstotpunkt des Kolbens eingespritzt wird, wobei in diesem Modus die Kraftstoffeinspritzung mit derselben Zeitsteuerung erfolgt, wie bei einem herkömmlichen Motor. Im einzelnen beginnt die Kraftstoffeinspritzung zu einem Zeitpunkt zwischen BTDC  $10^\circ$  und ATDC  $10^\circ$ . Neben einer Einmaleinspritzung, bei der die gesamte Einspritzmenge bei einer einzigen Einspritzung eingespritzt wird, kann dieser herkömmliche Einspritzmodus auch eine Doppeleinspritzung umfassen, bei dem in einer Voreinspritzung eine kleine Menge eingespritzt wird, ehe die Haupteinspritzung durchgeführt wird, in der die restliche Menge eingespritzt wird. Bei der Doppeleinspritzung liegt der Startzeitpunkt der zweiten Einspritzung, d.h. der Haupteinspritzung, zwischen BTDC  $10^\circ$  und ATDC  $10^\circ$ . Somit handelt es sich beispielsweise bei der Einmaleinspritzung bei dem Verbrennungsmodus um einen Diffusionsverbrennungsmodus, in dem der Kraftstoff, der während der anfänglichen Kraftstoffeinspritzung eingespritzt wurde, nach einer Zündzeitverzögerung zündet und der Kraftstoff durch eine fortgesetzte Einspritzung in die hierbei erzeugte Flamme verbrannt wird.

**[0030]** Da allerdings bei der Diffusionsverbrennung neu in die Flamme eingespritzter Kraftstoff verbrannt wird, muss der Kraftstoff zur Verbrennung in einen Bereich eingespritzt werden, in dem sich ursprünglich wenig Sauerstoff befindet, so dass eine Rauch-

entwicklung wahrscheinlich ist. Diese Verbrennung kann daher in der folgenden Weise mit einem homogenen Ladungskompressions-Einspritzmodus kombiniert werden.

**[0031]** Der homogene Ladungskompressions-Einspritzmodus ist ein Modus, in dem Kraftstoff von der Kraftstoffeinspritzdüse **7** zu einem Zeitpunkt eingespritzt wird, der früher als bei dem herkömmlichen Modus angesiedelt ist, wobei eine Zündung des Kraftstoffs nicht erfolgt, ehe zumindest die Einspritzung beendet wurde. Im einzelnen beginnt die Kraftstoffeinspritzung zu einem Zeitpunkt zwischen BTDC 50° und 20°. Dieser Zeitpunkt ist so gewählt, dass die Kraftstoffzündung erfolgt, nachdem die Kraftstoffeinspritzung abgeschlossen ist. In entsprechender Weise wie bereits erläutert, umfasst der homogene Ladungskompressions-Einspritzmodus neben der Einzeleinspritzung eine Doppeleinspritzung, bei der eine Voreinspritzung durchgeführt wird. Im Falle der Doppeleinspritzung liegt der Startzeitpunkt der Haupteinspritzung zwischen BTDC 50° und 20°. So kann es sich beispielsweise bei dem für die Einzeleinspritzung herangezogenen Verbrennungsmodus um einen homogenen Ladungskompressions-Einspritzmodus handeln, in dem Kraftstoff in einem Zustand eingespritzt wird, in dem die Temperatur und der Druck im Zylinder noch nicht ausreichend hoch sind, so dass die Zündzeitverzögerung verlängert wird und sich durch Vermengen und Mischen des Kraftstoffs und der Luft innerhalb der Verbrennungskammer **5** ein Vorgemischdampf bildet, wobei sich der Vorgemischdampf, der sich im wesentlichen in alle Bereich innerhalb der Verbrennungskammer **5** verteilt hat, nach Abschluss der Kraftstoffeinspritzung bei einem Anstieg des Drucks und der Temperatur im Zylinder entzündet, wodurch die Verbrennung erfolgt. Da die Verbrennung stattfindet, nachdem der gesamte Kraftstoff mit Luft vermischt wurde und sich in der Verbrennungskammer gleichmäßig verteilt hat, ist der Kraftstoff bei der Verbrennung von einer großzügigen Menge an Sauerstoff umgeben, so dass eine Rauchentwicklung vermieden werden kann, die Verbrennungsrate vergleichsweise niedrig ist und die Verbrennungstemperatur nicht abrupt ansteigt, wodurch sich die Erzeugung von NOx verhindern lässt.

**[0032]** Da allerdings, wie beschrieben, im Falle eines Betriebs des Motors unter Volllast ein Klopfproblem etc. auftritt, ist es hierbei unmöglich, den homogenen Ladungskompressions-Einspritzmodus (homogene Ladungskompressionszündverbrennung) einzusetzen.

**[0033]** Dementsprechend wird bei dem vorliegenden Ausführungsbeispiel die Kraftstoffeinspritzung im Volllastbetrieb auf dieselbe Weise durchgeführt wie dies üblicherweise bei einem normalen Einspritzmodus erfolgt, während bei einem Teillastbetrieb (niedrige/mittlere Last), d.h. bei einer niedrigeren

Last, die Kraftstoffeinspritzung im homogenen Ladungskompressions-Einspritzmodus erfolgt. Auf diese Weise kann die homogene Ladungskompressionszündverbrennung, die im Hinblick auf die Reinigung des Abgases vorteilhaft ist, hierbei eingesetzt werden, während eine geeignete Kraftstoffeinspritzung in allen Betriebsbereichen durchgeführt wird.

**[0034]** Es ist möglich, die Modus-Umschaltzeitsteuerung bzw. den zu verwendenden Modus in Abhängigkeit von der Größe der Kraftstoffeinspritzrate zu wählen, wobei jedoch bei dem vorliegenden Ausführungsbeispiel die Entscheidung von der Größe des Luftüberschussverhältnisses abhängt. Man hat in Experimenten festgestellt, dass das Auftreten eines Dieseldampfens bei der homogenen Ladungsverbrennung zum Grossteil vom Luftüberschussverhältnis  $\lambda$  abhängt; dabei hat sich bestätigt, dass ein heftiges Dieseldampfen bei einem Luftüberschussverhältnis von  $\lambda$  = weniger als 2,5 auftritt. Von einer Volllastoperation wird ausgegangen, wenn das Luftüberschussverhältnis  $\lambda$  unter einem festgelegten Wert liegt, der beim vorliegenden Ausführungsbeispiel 2,5 beträgt, wobei dann die Kraftstoffeinspritzung im herkömmlichen Einspritzmodus durchgeführt wird. Hingegen wird bei einem Luftüberschussverhältnis  $\lambda$  von 2,5 oder höher von einer Teillastoperation (niedrige/mittlere Last) ausgegangen und die Kraftstoffeinspritzung erfolgt im homogenen Ladungskompressions-Einspritzmodus.

**[0035]** Im einzelnen berechnet dabei die elektronische Steuereinheit das Luftüberschussverhältnis  $\lambda$  aus der tatsächlichen durch Einlassratenerfassungsmittel erfassten Lufteinlassrate sowie der Soll-Kraftstoffeinspritzrate und führt eine Kraftstoffeinspritzung im herkömmlichen Einspritzmodus durch, sofern  $\lambda < 2,5$  ist, während bei  $\lambda \geq 2,5$  eine Kraftstoffeinspritzung im homogenen Ladungskompressions-Einspritzmodus durchgeführt wird.

**[0036]** Bei dem vorliegenden Ausführungsbeispiel werden zwei Modi unter Verwendung einer einzigen Kraftstoff-Einspritzdüse **7** durchgeführt, die mit feststehenden Düsenöffnungen **8** versehen ist. Falls daher der Einspritzwinkel  $\theta$  der Kraftstoff-Einspritzdüse **7** im herkömmlichen Einspritzmodus zu groß ausgelegt ist (d.h. wenn sich der Öffnungswinkel  $2\theta$  vergrößert), so gelangt dann, wenn der Kolben im homogenen Ladungskompressions-Einspritzmodus niedriger liegt, der Kraftstoffdampf nicht in den Hohlraum **6**, sondern kollidiert mit der Innenwand des Zylinders **2**, wodurch die Menge an unverbrannten Kohlenwasserstoffen erhöht und/oder das Öl verdünnt wird. Zudem kollidiert bei einem zu kleinen Einspritzwinkel  $\theta$  im homogenen Ladungskompressions-Einspritzmodus (d.h. bei einer Verringerung des Öffnungswinkels  $2\theta$ ) im herkömmlichen Einspritzmodus der Kraftstoffdunst mit dem Boden des Hohlraums **6** und sammelt sich im Hohlraum **6** an, wobei die Menge an unver-

branntem Kohlenwasserstoff usw. zunehmen kann. Aus diesem Grund wird der Einspritzwinkel  $\theta$  der Kraftstoff-Einspritzdüse 7 in der unten beschriebenen Weise eingestellt, damit die beiden Modi koexistieren können.

**[0037]** Im einzelnen wird der Einspritzwinkel  $\theta$  derart auf einen bestimmten Winkel eingestellt, dass der Kraftstoff im herkömmlichen Einspritzmodus die Innenwand des Hohlraums an der radial äußeren Seite von der untersten Position des Hohlraums 6 aus und im homogenen Ladungskompressions-Einspritzmodus wenigstens die Innenwand des Hohlraums erreicht.

**[0038]** Die unterste Position des Hohlraums 6 ist die Position bzw. der Punkt, an dem der Hohlraum 6 am tiefsten ist, und stellt die Position B dar, an der sich die Höhe H und die Radialposition R in der Zeichnung schneiden. Diese unterste Position B erscheint als ein Kreis, der einmal um die Achse C herumverläuft. Die Grenze von  $\theta$  nach unten hin ist beim herkömmlichen Einspritzmodus die tiefste Position B und die Grenze von  $\theta$  nach oben hin ist die Schnittposition K, an der sich die Seitenwand 10 des Hohlraums 6 und der Kolbenscheitelpunkt 11 schneiden. Der Schnittwinkel  $\theta$  wird beim herkömmlichen Einspritzmodus derart eingestellt, dass Kraftstoff nicht zwischen dieser untersten Position B und der Schnittposition K auf die Innenwand des Hohlraums auftrifft bzw. damit kollidiert.

**[0039]** Auch beim homogenen Ladungskompressions-Einspritzmodus kann der Kraftstoff die Innenwand des Hohlraums erreichen, wobei der wichtigste Punkt darin besteht, dass der Kraftstoff in der Lage sein sollte, in den Hohlraum 6 zu gelangen. Die einzige Grenze für  $\theta$  besteht somit nach oben hin in der Schnittposition K, während es keine Grenze für  $\theta$  nach unten hin gibt. Der Grund hierfür ist, dass in diesem Modus der Kraftstoff früher als normal eingespritzt wird, so dass sich die Zündzeitverzögerung verlängert, was dazu führt, dass sich der gesamte Kraftstoff in der Zwischenzeit mit Luft vermischen kann, so dass das Problem von nicht verbrannten Kohlenwasserstoffen nicht auftritt.

**[0040]** Die Beziehung zwischen dem Einspritzwinkel  $\theta$  (bzw. Öffnungswinkel  $2\theta$ ) und der Einspritzzeitsteuerung wird im folgenden unter Bezugnahme auf die Zeichnungsfigur beschrieben. Zunächst wird davon ausgegangen, dass die Kraftstoffeinspritzung im herkömmlichen Einspritzmodus durchgeführt wird, wenn der Kolben 2 sich in der gezeigten obersten Position befindet. Zudem wird davon ausgegangen, dass die Kraftstoffeinspritzung im homogenen Ladungskompressions-Einspritzmodus dann durchgeführt wird, wenn sich der Kolben 2 in einer dargestellten Position BTDC 20°, 30°, 40° oder 50° befindet. Die Position BTDC 60° ist auch dargestellt, wobei

dies allerdings nur dem besseren Verständnis dient.

**[0041]** Der Einspritzwinkel  $\theta = 77,5^\circ$  ( $2\theta = 155^\circ$ ), bei dem es sich um die dargestellte oberste Position handelt, weist einen typischen Wert auf, der sich für einen herkömmlichen Motor einsetzen lässt. In diesem Fall ist natürlich im herkömmlichen Einspritzmodus die genannte Bedingung erfüllt, wobei die genannte Bedingung auch dann erfüllt ist, wenn im homogenen Ladungskompressions-Einspritzmodus die Einspritz-Anfangszeitsteuerung bei BTDC 20° oder 30° liegt. Allerdings ist diese Bedingung für BTDC 40° und 50° nicht erfüllt; somit kann für einen Fall, in dem die Einspritz-Anfangszeitsteuerung im homogenen Ladungskompressions-Einspritzmodus BTC 20° oder 30° beträgt, ein Einspritzwinkel von  $\theta = 77,5^\circ$  ( $2\theta = 155^\circ$ ) Verwendung finden.

**[0042]**  $\theta = 70^\circ$  ( $2\theta = 140^\circ$ ) erfüllt ebenfalls die genannte Bedingung im herkömmlichen Einspritzmodus. Wenn nun im homogenen Ladungskompressions-Einspritzmodus die Einspritz-Anfangszeitsteuerung BTDC 20° oder 30° beträgt, so wird die genannte Bedingung erfüllt, was jedoch nicht für BTDC 40° und 50° gilt. Dementsprechend kann für den homogenen Ladungskompressions-Einspritzmodus bei einer Einspritz-Anfangszeitsteuerung von BTDC 20° oder 30° ein Einspritzwinkel von  $\theta = 70^\circ$  ( $2\theta = 140^\circ$ ) Verwendung finden.

**[0043]**  $\theta = 62,5^\circ$  ( $2\theta = 125^\circ$ ) erfüllt die genannte Bedingung ebenfalls im herkömmlichen Einspritzmodus. Wenn im homogenen Ladungskompressions-Einspritzmodus die Einspritz-Anfangszeitsteuerung BTDC 20°, 30° oder 40° beträgt, so wird die genannte Bedingung erfüllt, was jedoch nicht für BTDC 50° der Fall ist. Dementsprechend kann für den homogenen Ladungskompressions-Einspritzmodus bei einer Einspritz-Anfangszeitsteuerung von BTDC 20°, 30° oder 40° ein Einspritzwinkel von  $\theta = 62,5^\circ$  ( $2\theta = 125^\circ$ ) Verwendung finden.

**[0044]**  $\theta = 55^\circ$  ( $2\theta = 110^\circ$ ) erfüllt im herkömmlichen Einspritzmodus die genannte Bedingung nicht. Im homogenen Ladungskompressions-Einspritzmodus wird hier die genannte Bedingung bei jeder Einspritzanfangszeitsteuerung (BTDC 20°, 30°, 40° oder 50°) erfüllt. Da allerdings die genannte Bedingung im herkömmlichen Einspritzmodus nicht erfüllt wird, kann ein Einspritzwinkel von  $\theta = 55^\circ$  ( $2\theta = 110^\circ$ ) nicht eingesetzt werden.

**[0045]** Somit werden bei der Bestimmung des Einspritzwinkels  $\theta$  der Durchmesser und/oder die Tiefe des Hohlraums 6 insbesondere für die Einspritz-Anfangszeitsteuerung des homogenen Ladungskompressions-Einspritzmodus herangezogen, wobei allerdings in jedem Fall durch Wahl eines Winkels bei dem die genannte Bedingung im herkömmlichen Einspritzmodus erfüllt ist, der Ausstoß von unverbrann-

tem Kohlenwasserstoff im herkömmlichen Einspritzmodus und/oder die Kollision von Kraftstoffdunst mit der Seitenwand des Zylinders **2** im homogenen Ladungskompressions-Einspritzmodus verhindert werden kann. Bei dem herkömmlichen Einspritzmodus wird der Kraftstoff so eingespritzt, dass er an der Innenwand des Hohlraums in radialer Richtung nach außen zur untersten Position des Hohlraums **6** auftrifft, wodurch der Kraftstoff nach dem Kollidieren mit der Innenwand des Hohlraums dazu gebracht werden kann, radial nach außen entlang der Innenwand des Hohlraums abzufließen, wodurch er sich verteilt und es möglich wird, Luft in einem größeren Bereich zu nutzen; somit lässt sich die erwünschte Verbrennung erzielen.

**[0046]** Allerdings ist es wünschenswert, dass die Verbrennung in einer möglichst weit von der Unterseite des Zylinderkopfes **4** entfernten Position erfolgt. Der Grund hierfür besteht darin, dass sich im Inneren des Zylinderkopfes **4** eine Wasserhülle bildet, wobei der Zylinderkopf **4** durch das Wasser gekühlt wird; wenn also die Verbrennung nahe der Unterseite des Zylinderkopfes erfolgt, so wird Wärme durch den Zylinderkopf **4** abgezogen, was zu einer Verringerung der Wärmeeffizienz führt, was wiederum im Hinblick auf den Kraftstoffverbrauch von Nachteil ist und zur Erzeugung von schwarzem Rauch führt.

**[0047]** In dieser Hinsicht ist es also wünschenswert, den Einspritzwinkel  $\theta$  so klein wie möglich zu wählen. Im Experiment wurde festgestellt, dass sich der Kraftstoffverbrauch bei einem Einspritzwinkel  $\theta$  von gleich oder kleiner  $67,5^\circ$  ( $2\theta = 135^\circ$ ) verbessert und schwarzer Rauch nicht auftritt. Vorzugsweise ist der Einspritzwinkel  $\theta$  also kleiner oder gleich  $67,5^\circ$ .

**[0048]** Zudem werden bei dem vorliegenden Ausführungsbeispiel die Wärmeeffizienz und der Kraftstoffverbrauch verbessert, da durch Verwendung einer Hohlraumform mit möglichst geringer Oberfläche ein Abzug von Hitze durch den Kolben **2** erschwert wird. Zudem ist ein Vorsprung **9** so ausgeformt, dass er den nicht benötigten Bereich einnimmt, der dadurch entsteht, dass die Verbrennung im Hohlraum **6** hauptsächlich im äußeren Bereich erfolgt, so dass die Nutzungsrate der Luft in der Mitte des Hohlraums gering ist; somit besitzt der Hohlraum **6** eine toroidale Verbrennungskammerausgestaltung.

**[0049]** Daneben wurde festgestellt, dass eine weitestmögliche Unterdrückung des Luftstroms innerhalb der Verbrennungskammer **5** bei der homogenen Ladungskompressions-Zündverbrennung die Verbrennungstemperatur senkt und es ermöglicht, den NOx-Ausstoß zu verringern und zudem den Kraftstoffverbrauch durch Verringerung des Wärmeverlustes zu verbessern. Somit wurde für den Hohlraum **6** bei diesem Ausführungsbeispiel eine Form gewählt, die am Hohlraumeinlass keinen radial nach innen

vorstehenden Rand aufweist, d.h. die nicht vom sogenannten Wiedereintrittstyp ist. Es ist nämlich bereits bekannt, dass bei einem Wiedereintrittstyp eine gute Möglichkeit besteht, dass Wirbel innerhalb des Hohlraums aufrechterhalten werden, wobei auch ein Wirbel in der Luft außerhalb des Hohlraums während des Expansionshubs nach innen übertragen wird und sich die Bewegung der Luft innerhalb der gesamten Verbrennungskammer verbessert; dies ermöglicht eine heftigere Verbrennung und ist daher im herkömmlichen Verbrennungsmodus wünschenswert. Allerdings wird bei der homogenen Ladungskompressions-Zündverbrennung von Anfang an ein Vorge-mischdampf ausgebildet, der die Verbrennung erleichtert, so dass dann, wenn die Verbrennung zu lebhaft wird, die Verbrennungstemperatur ansteigt, wodurch auch der NOx-Ausstoß steigt. Zudem steigt in demselben Maße, indem sich die Verbrennungstemperatur erhöht, auch der Wärmeverlust an, was sich negativ auf den Kraftstoffverbrauch auswirkt. Bei dem vorliegenden Ausführungsbeispiel, bei dem eine homogene Ladungskompressions-Zündverbrennung durchgeführt wird, wird also kein Hohlraum vom Wiedereintrittstyp eingesetzt. Aus diesem Grund kann auch für den Lufteinlasskanal eine Form gewählt werden, bei der nur geringe Wirbel entstehen.

**[0050]** Es können auch verschiedene andere Ausführungsbeispiele der vorliegenden Erfindung zum Einsatz kommen.

**[0051]** Zusammenfassend lässt sich sagen, dass die vorliegende Erfindung außerordentliche Vorteile bietet, indem die Kraftstoffeinspritzung in allen Motorbetriebsbereichen in einer geeigneten Weise durchgeführt wird, wobei auch eine homogene Ladungskompressionszündverbrennung erfolgt und eine Reinigung der Abgase und Reduzierung der Kraftstoffkosten erzielt wird.

## Patentansprüche

1. Direkteinspritzungs-Dieselmotor, umfassend eine Verbrennungskammer (**5**), die durch einen Zylinder (**2**), einen Zylinderkopf (**4**) und einen Kolben (**1**) definiert ist, einen Hohlraum (**6**), der als Ausnehmung im Kolben (**1**) ausgebildet ist und einen Teil der Verbrennungskammer (**5**) definiert und bildet, eine Kraftstoff-Einspritzdüse (**7**), die Kraftstoff in die Verbrennungskammer (**5**) einspritzt, bei dem ein herkömmlicher Einspritzmodus vorgesehen ist, in dem der Kraftstoff von der Kraftstoff-Einspritzdüse (**7**) mit einem Timing in der Nähe des oberen Totpunkts (BTDC) des Kolbens (**1**) eingespritzt wird, und ein Einspritzmodus mit homogener Ladungskompression, bei dem der Kraftstoff von der Kraftstoff-Einspritzdüse (**7**) zu einem früheren Zeitpunkt eingespritzt wird als bei dem herkömmlichen Einspritzmodus, so dass die Zündung des Kraftstoffs frühestens auftritt, wenn der Einspritzvorgang beendet ist, wobei das

Einspritzen des Kraftstoffs während des Vollastbetriebs des Motors gemäß dem herkömmlichen Einspritzmodus durchgeführt wird und das Einspritzen während eines Teillastbetriebs des Motors gemäß dem Einspritzmodus mit homogener Ladungskompression durchgeführt wird, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Einspritzwinkel der genannten Kraftstoff-Einspritzdüse (7) bezogen auf die Düsenachse (c) ein fester Winkel zwischen  $62^\circ$  und  $67,5^\circ$  gemessen relativ zur Zylinderachse ist, so dass der Kraftstoff im herkömmlichen Einspritzmodus die Innenwand des toroiden Hohlraums (6) radial außerhalb der tiefsten Position (R) des Hohlraums (6) erreicht und dass der Kraftstoff in dem Einspritzmodus mit homogener Ladungskompression mindestens die Innenwand des Hohlraums (6) erreicht und dass der Zeitpunkt des Beginns der Kraftstoffeinspritzung im Einspritzmodus mit homogener Ladungskompression später als  $40^\circ$  vor dem oberen Totpunkt und früher als  $20^\circ$  erfolgt.

2. Direkteinspritzungs-Dieselmotor nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass ein Fall, bei dem das Luftüberschussverhältnis  $\lambda$  geringer als 2,5 ist, als Vollastbetrieb identifiziert wird, bei dem die Kraftstoffeinspritzung in dem herkömmlichen Einspritzmodus durchgeführt wird, und ein Fall, bei dem das Luftüberschussverhältnis  $\lambda$  mindestens 2,5 beträgt, als Teillastbetrieb identifiziert wird, bei dem die Kraftstoffeinspritzung in dem Einspritzmodus mit homogener Ladungskompression durchgeführt wird.

3. Direkteinspritzungs-Dieselmotor nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass ein Vorsprung (9) in der Mitte der Bodenwand des Hohlraums (6) ausgebildet ist, wobei die Seitenwand (10) des Hohlraums mit einer solchen Fläche versehen ist, dass am Einlass des Hohlraums keine Drosselung auftritt.

Es folgt ein Blatt Zeichnungen

