



(19) Federal Republic of Germany  German Patent Office	(12) Published Patent Application (10) DE 196 49 052 A 1 (21) Application number: 196 49 052.9 (22) Date of filing: Nov. 27, 1996 (43) Date of disclosure: May 28, 1998	Int. Cl.⁶: F 02 B 23/06 F 02 F 3/28 F 02 M 63/00 DE 196 49 052 A 1								
(71) Applicant: MTU Motoren- und Turbinen-Union Friedrichshafen GmbH, 88045 Friedrichshafen, DE		(72) Inventors Velji, Amin, Dr.-Ing., 88677 Markdorf, DE; Danckert, Bernd, Dipl.-Ing., 88046 Friedrichshafen, DE; Donauer, Georg, 88048 Friedrichshafen, DE; Dorner, Walter, 88677 Markdorf, DE (56) Citations: <table border="0"> <tr><td>DE</td><td>37 42 574 C1</td></tr> <tr><td>DE</td><td>35 01 271 C2</td></tr> <tr><td>GB</td><td>10 93 341</td></tr> <tr><td>US</td><td>39 54 089</td></tr> </table> MTZ, 57, 1996, S. 336-348;	DE	37 42 574 C1	DE	35 01 271 C2	GB	10 93 341	US	39 54 089
DE	37 42 574 C1									
DE	35 01 271 C2									
GB	10 93 341									
US	39 54 089									

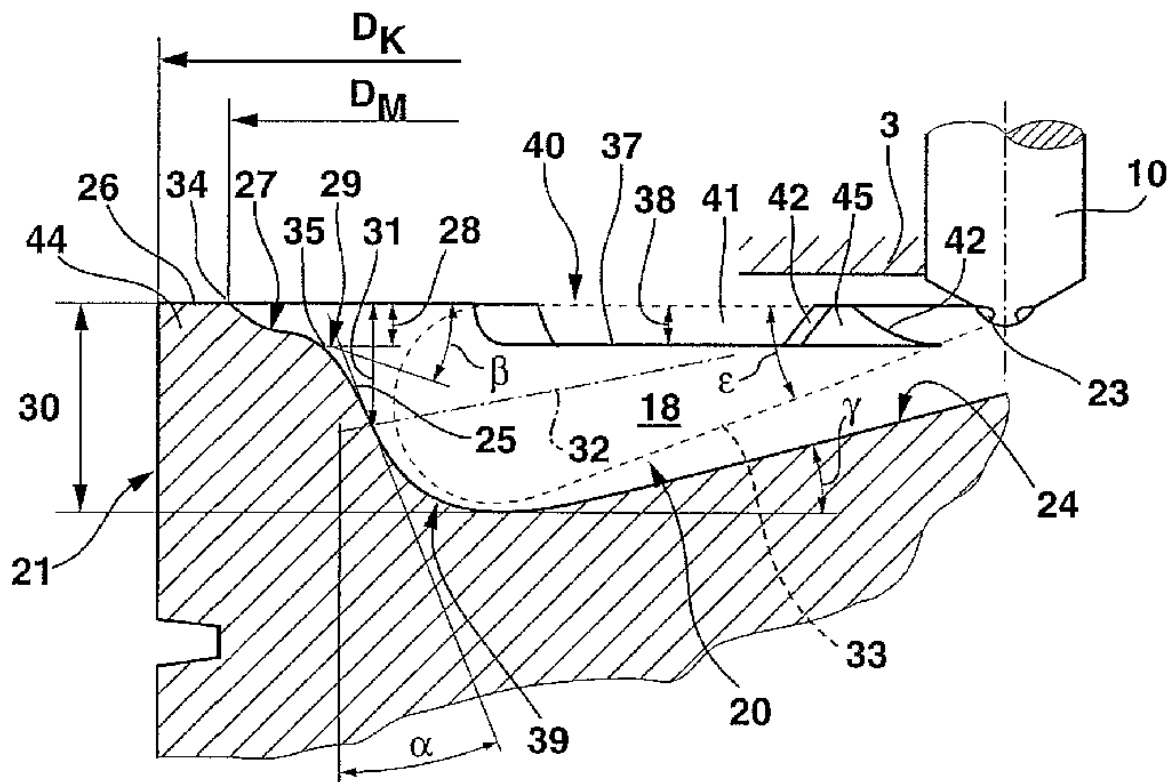
The following information is taken from documents submitted by applicant

Request for examination filed acc. to § 44 Patent Act

(54) Diesel engine with direct injection and piston bowl

(57) In a diesel engine with low-swirl air-distributing direct injection via a pressure accumulator injection system (common rail) into a flat combustion chamber (11), a piston bowl (18) is provided in the bowl base (24) which is designed to be divergent from the bowl base (24) to the flat surface (26) of the piston crown (21) and whose circular inlet opening surface (40) has a diameter (DM) which corresponds to at least 0.8 times the piston diameter (DK). On the bowl edge, there is provided a diffuser recess (27) which is arranged coaxially to the piston bowl (18) and which, starting from a rounded transition (9) of the peripheral wall (25) formed at a distance (28) below the flat surface (26) of the piston crown

(21), rises with increasing bowl diameter (D_M) towards the flat surface (26) of the piston crown (21). The resulting minimized proportion of combustion chamber areas not usable for mixture formation, such as, for example, the squish clearance and valve pocket portions, as well as a few sharp edges in the transition area between the squish clearance and the combustion chamber bowl, result in a charge smoothing, which, via the pressure accumulator injection system, enables largely map-independent control of the high-pressure injection to achieve a combustion process with significantly reduced pollutant emissions while maintaining the diesel engine's high efficiency.



Description

The invention relates to a diesel engine with low-swirl air-distributing direct injection and a flat combustion chamber according to the preamble of claim 1.

It is known from a highly turbocharged diesel engine (MTZ, Motortechnische Zeitschrift, Issue 6, 1996) of the type mentioned above that a significantly more favorable compromise with regard to fuel consumption and nitrogen oxide or particulate emissions can be achieved by switching to a low-swirl diesel mixture formation or combustion process in combination with a high-performance injection system. A reduction in cylinder charge movement is achieved by lowering the intake swirl level and widening the piston bowl diameter, while a simultaneous improvement in fuel atomization quality by raising the injection pressure to over 1000 bar achieves the mass transport necessary for diesel mixture formation. Furthermore, with a view to further investigations, it was pointed out that a further increase in performance of the injection system in combination with a further decrease of the intake swirl level can be used positively with respect to the particulate/nitrogen oxide target conflict. However, tests carried out by the applicant have shown that the known diesel engine with an open combustion chamber bowl does not achieve satisfactory levels of pollutant emissions, particularly in the upper performance range.

The invention is based on the object of developing a generic diesel engine in such a way that an additional reduction in pollutant emissions, in particular particle and nitrogen oxide emissions, is achieved by improving the mixture formation in combustion processes with predominantly air distribution, while maintaining a high degree of efficiency.

According to the invention, this object is achieved by the totality of the features of claim 1. Advantageous refinements of the invention are characterized by the dependent claims. Here, the advantages achieved with the configuration according to the invention of the wide, divergent piston bowl in a diesel engine with a fuel supply system with high hydraulic performance include significantly improved air capture and a significant smoothing of the cylinder charge. Both of these factors favor optimal mixing of the fuel with the entire air in the combustion chamber through the kinetic energy of the fuel injection sprays, thus significantly reducing exhaust emissions, particularly particulate emissions and nitrogen oxide levels.

The shape of the piston bowl, which diverges towards the flat surface of the piston crown and has a diffuser recess formed at the piston edge, minimizes the proportion of combustion chamber areas previously unusable for low-swirl mixture formation. The piston bowl is thus adapted to the position and contour of the injection spray cones with long spray lengths formed by the fuel injection system and the injection mechanism at full load under the prevailing injection conditions in a way that prevents direct wetting of the piston bowl. The high-energy injection sprays penetrate the combustion chamber via these long free spray lengths created according to the invention. As the spray spreads, the finely atomized fuel mist ignites, with the divergent bowl shape and, in particular, the diffuser recess, which increases with increasing diameter, favoring flame propagation into radially outer combustion chamber areas as the piston approaches the top dead center position and during the piston's downward movement in the expansion stroke.

In addition to improving air capture, the widening of the bowl diameter at the piston bowl inlet surface to at least 0.8 times the piston diameter contributes to a significant reduction in the fluid-mechanical influence of the piston

stroke movement on mixture formation. Due to the so-called piston land, which is thus set at a maximum of 0.2 times the piston diameter, the remaining flat surface portion of the piston crown is reduced to an insignificant level. The flow impulse generated in the remaining minimal squish clearance between the piston land and the cylinder head crown during the upward movement of the piston and oriented towards the center of the piston bowl, is decreased to such an extent that it no longer creates a squish flow that counteracts the injection spray propagation. Obstruction of the spray and/or flame propagation caused by deceleration of the sprays in the radial direction, which leads to local fuel accumulation and increased particle emissions, is avoided.

The flow impulse emanating from the residual squish clearance is further dissipated over the radial path of the diffuser recess sloping down toward the bowl, and in conjunction with a flow-optimized radius of the transition to the peripheral wall of the piston bowl, to such an extent that the swirl areas previously formed in the vertical plane in the area of the sharp-edged edge of a conventional piston bowl are significantly reduced. Therefore, the piston bowl according to the invention is characterized by weak swirl areas near the wall, thus preventing fuel deposition on the wall of the piston bowl and the bowl base. These are advantages that prevent an increase in soot particle emissions, particularly in the upper performance range of the diesel engine.

Finally, the inventive geometry of the piston bowl, in addition to reducing charge turbulence caused by the piston crown geometry, offers the advantage of a uniform rotational movement of the cylinder charge in the piston bowl throughout the compression stroke and the entire duration of fuel injection. In particular, there is no excessive swirl even as the piston approaches its top dead center position. Rather, an orderly air movement with a constant angular velocity occurs in the bowl throughout the entire injection duration, which

air movement, in the form of a solid-state rotary flow, covers the entire combustion chamber sector between adjacent injection sprays, thus preventing the injection sprays from swirling together.

The inventive configuration of the piston bowl in diesel engines with valve pockets formed in the piston crown provides additional smoothing of the cylinder charge. Due to the divergent peripheral wall and the diffuser recess of the widened piston bowl, only segment-shaped valve pocket portions remain in the outer edge of the piston crown. Depending on the depth of the diffuser recess or the distance of the transition from the peripheral wall into the diffuser recess to the flat surface of the piston, as well as their inclination, these valve pocket portions form significantly fewer intersection edges and surface portions than conventional piston bowls. As a result, the incoming charge air is subjected to significantly less turbulence, which, as near-wall swirl areas in the area of these edges, leads to local fuel accumulations, which then burn with increased soot and heat development. Furthermore, the valve pocket portions of the bowl shape according to the invention, which are reduced to smaller bowl sectors, create favorable conditions for the use of an injection nozzle with more than six injection holes to intensify mixture formation. In particular, the use of a nine-hole nozzle can achieve a particularly high spray atomization quality.

In a preferred embodiment of the piston bowl, the transition from the peripheral wall into the diffuser recess is formed at a distance from the flat surface of the piston crown that corresponds to the required depth of the valve pockets. The segment-shaped valve pockets merge harmoniously into the radius of the transition and thus extend into the piston bowl without forming an edge perpendicular to the spray or flame propagation. Flow turbulence and the formation of heat cracks in this area due to thermal overload are avoided.

Due to the neutral behavior of the piston bowl according to the invention on the flow conditions of the cylinder charge in the combustion chamber, which is largely independent of the piston movement or piston position, a more fuel-efficient and particulate-efficient control of the combustion process via the injection system is achieved in the low-swirl combustion process. Particularly when using a pressure accumulator injection system, such as, for example, the common rail system, NOx-optimized injection quantity modulation can be achieved in conjunction with the piston bowl according to the invention, while optimal diesel mixture formation is ensured by the injection pressure that is continuously available in the pressure accumulator and independent of the engine speed, upon utilization of the kinetic energy of the injection sprays.

The invention is described in more detail below with reference to an exemplary embodiment illustrated in the drawing.

Fig. 1 shows the piston-cylinder arrangement of the diesel engine according to the invention with a pressure accumulator injection system;

Fig. 2 shows the piston crown according to the invention with injection spray pattern in plan view;

Fig. 3 shows a sectional view of the piston crown along section line III-III in Fig. 2.

In the diesel engine illustrated in Fig. 1, a flat combustion chamber 11 is delimited by a cylinder 2, by the piston crown 21 of a piston 1 slidably arranged in the cylinder 2, and by a flat cylinder head crown 3. An injection valve 10 of an injection device 4, which is arranged centrally to the combustion chamber 11 in the cylinder head crown 3, projects into combustion chamber 11. Injection device 4 is part of a pressure accumulator injection system in which a fuel pump 6 pumps fuel from a fuel tank 5 via a fuel line 7 under high pressure into a pressure accumulator 17 (common rail), which is connected to the injection valve 10 via an injection line 8

and a metering valve 9. In a known manner, a control unit 12 regulates the fuel pressure in pressure accumulator 17, independent of the engine speed, to a pressure level of over 1000 bar specified via input 13 by appropriately controlling fuel pump 6 via signal line 16. At the same time, control unit 12 controls the opening behavior of metering valve 9 via control line 15 and, via said opening behavior, the injection process. As an alternative to the pressure accumulator injection system, other high-pressure injection systems with sufficient hydraulic capacity, such as, for example, a pump-nozzle injection system, can also be used for formation of the diesel mixture.

During the injection phase, with metering valve 9 open, in the illustrated exemplary embodiment, the fuel is injected into the combustion chamber 11 via eight injection holes 23 of injection valve 10 substantially radially and at a spray angle δ of 150° to 170° , here 160° . Injection holes 23 have a diameter of 0.32 mm and form a spray opening angle ε of 20° . Piston crown 21 of piston 1, shown in each of Figs. 1 and 3 in the top dead center position, forms a centrally arranged, rotationally symmetrical, open piston bowl 18 with an inlet opening 40, the diameter DM of which is 0.8 times the piston diameter DK . Peripheral wall 25 and bowl base 24 of piston bowl 18 are adapted to the position predetermined by spray angle δ and contour 33 of spray cones 20 formed at maximum performance of the injection system in such a way that, in the top dead center position of piston 1, a collision of spray lobes 20 with both peripheral wall 25 and bowl base 24 is avoided. For this purpose, bowl base 24 is conical and rises at an angle of inclination γ of 11° towards the piston center. Radially outward, bowl base 24 merges into peripheral wall 25 in the area between maximum bowl depth 30 and distance 31 where imaginary spray axes 32 of spray cones 20 intersect peripheral wall 25 of piston bowl 18. The course of transition area 29 is precisely adapted to contour 33 of injection cones

20. This is based on a shape of the injection sprays or a contour 33 of injection cones 20, as they result from simulation from the empirical formulas of Hiroyasu/Arai as a function of the hydraulic performance of the injection system. In the exemplary embodiment illustrated here, this corresponds to a radius of 13 mm in transition area 29. From the same simulation model for injection spray contour 33, maximum bowl depth 30 of 15.8 mm in this case results at an injection pressure of 1200 bar and a compression ratio of $\epsilon = 14$. Peripheral wall 25 is conical and has an angle of inclination α of approximately 15° to 45° . At a distance 28 below flat surface 26 of piston crown 21, peripheral wall 25 merges into a diffuser recess 27. Distance 28 is chosen here to be equal to depth 38 of valve pockets 37 described below. In principle, depending on the design of the injection system or the spray lobe shape determined by the above simulation model, said distance can be set to a value between depth 38 of valve pockets 37 and distance 31 defined by the sectional plane of spray axis 32.

Diffuser recess 27 is illustrated as a conical bore which is circular at the bowl edge and coaxial with piston bowl 18. It forms an angle β with flat cylinder head crown 3 in the range of approximately 10° to 30° . The design of diffuser recess 27 is not limited to the conical bore; rather, instead of the linear rise at an angle β , any continuous profile with a positive increase towards flat surface 26 of piston crown 21 can be provided. It is essential here, however, that transition 29 from peripheral wall 25 to diffuser recess 27 is rounded, with radius 35 forming the transition being chosen such that the solid-state rotary flow of the cylinder charge established in piston bowl 18 does not detach from the wall. In the exemplary embodiment, this is achieved with a radius 35 of 4 mm, which can generally vary between 4 mm and 15 mm. Diffuser recess 27 merges into flat surface 26 of piston crown 21 via a radius 34. This radius 34 is between 2 mm and 4 mm.

As shown in Fig. 2, four valve pockets 30 are formed symmetrically distributed in the area of diffuser recess 27 according to the invention and remaining annular flat surface 26, which, due to the inventive widening and configuration of piston bowl 18, only assume segment-shaped base surfaces in piston crown 21. Depth 38 and the size of valve pockets 37 are structurally determined by the required stroke of the gas exchange valves and the clearance width between piston land 44 and cylinder head crown 3 in the top dead center position of the piston. Valve pockets 37, together with remaining piston land 44, form intersection edges 43 and thus defined section surfaces 45, the profile and length of which are determined by the shape of diffuser recess 27. In the illustrated exemplary embodiment, distance 28 of transition 29 to flat surface 26 of piston crown 21 is chosen to be the same size as depth 38 of valve pocket recess 27. As a result, valve pockets 37 merge harmoniously into rounded transition 29, which offers advantages with regard to the flow mechanics and thermal stress described above.

Perforations 41 in piston land 44 increase the mechanical and thermal stability of piston crown 21 in areas where valve pockets 37 lead to a significant reduction in the thickness of the piston land. Perforations 41 form chamfers 42 in the circumferential direction, both to ensure the thermal stability of piston land 44 and to offer the incoming charge air the lowest possible flow resistance. For the same reasons, all remaining edges and/or steps are also rounded.

List of reference numerals:

- 1 Piston
- 2 Cylinder
- 3 Cylinder head crown
- 4 Injection device
- 5 Fuel tank

6 Fuel pump
7 Fuel line
8 Injection line
9 Metering valve
10 Injection valve
11 Combustion chamber
12 Fuel rail
13 Input
14 Input
15 Control line
16 Signal line
17 Pressure accumulator
18 Piston bowl
19 Injection spray
20 Spray cone
21 Piston crown
22 Gas exchange valve
23 Injection hole
24 Bowl base
25 Perimeter wall
26 Flat surface
27 Diffuser recess
28 Distance
29 Transition
30 Bowl depth
31 Distance
32 Spray axes
33 Contour
34 Radius
35 Radius
36 Gas exchange valve
37 Valve pocket recess
38 Deep valve pocket
39 Transition area
40 Inlet opening

41 Perforation
42 Chamfer
43 Intersection edge
44 Piston position
45 Section surface
 α Angle, peripheral wall
 β Angle, diffuser recess
 γ Angle, bowl base
 δ Spray angle
 ε Spray opening angle

Claims

1. A diesel engine with low-swirl air-distributing direct injection and a flat combustion chamber (11) which is delimited by a cylinder (2), a cylinder head crown (3) and a piston crown (21), wherein in the piston crown (21) there is provided a circular open piston bowl (18) with a peripheral wall (25) and a bowl base (24), and an injection device (4) arranged centrally to the piston bowl (18) and supplied with fuel under high pressure by a fuel pump (6), in particular via a pressure accumulator (17), through the injection opening geometry (23) of which fuel is sprayed substantially radially in a plurality of spray cones (20), wherein the spray axes (32) of the spray cones (20) meet the piston bowl (18) approximately in a sectional plane below the flat surface (26) of the piston crown,

characterized in that the piston crown (21) forms a piston bowl (18) which runs divergently from the bowl base (24) to the flat surface (26) of the piston crown and whose diameter (DM) corresponds to at least 0.8 times the piston diameter (DM), wherein an annular diffuser recess (27) which is arranged coaxially to the piston bowl (18) is provided on the bowl edge and which, starting from a rounded transition (29) of the peripheral wall (25) formed at a distance (28) below

the flat surface (26) of the piston crown (21), rises with increasing bowl diameter (DM) towards the flat surface (26) of the piston crown.

2. The diesel engine according to claim 1, characterized in that the piston bowl (18) is adapted to the position (8) and the contours (33) of the spray cones (20) at maximum injection capacity in such a way that wetting of the piston bowl (18) with fuel is avoided in the top dead center position of the piston (1), wherein at least the peripheral wall (25) of the piston bowl (18) in the area between the maximum bowl depth (30) and the distance (31) of the sectional plane of the spray axes (32) is adapted to the contour (33) of the injection cones (20).

3. The diesel engine according to claim 1, characterized in that the radius (35) forming the transition (29) from the peripheral wall (25) of the piston bowl (18) to the diffuser recess (27) has a value in the range from 4 mm to 15 mm.

4. The diesel engine according to claim 1, characterized in that the piston bowl (18) has a conical peripheral wall (25) which has an angle of inclination (α) of approximately 15 to 45°.

5. The diesel engine according to claim 1, characterized in that the diffuser recess (27) is designed in the form of a conical bore which forms an angle (β) of approximately 10 to 30° with the cylinder head base (3).

6. The diesel engine according to claim 1, characterized in that the diffuser recess (27) transitions into the flat surface (26) of the piston crown at a radius (34) of 2 mm to 4 mm.

7. The diesel engine according to claim 1, characterized in that the distance (28) of the transition (29) below the flat surface (26) of the piston crown is less than or equal to the distance (31) of the sectional plane of the spray axes (32) of the spray cones (20) and the piston bowl (18).

8. The diesel engine according to claim 1 or 7, characterized in that at least one valve pocket recess (37) associated with a gas exchange valve (22) is formed in the piston crown (21), and that the transition (29) of the piston bowl peripheral wall (25) into the diffuser recess (27), formed by a radius (35), is formed at a distance (28) from the flat surface (26) of the piston crown (21) which is equal to or greater than the depth (38) of the valve pocket recess (37).

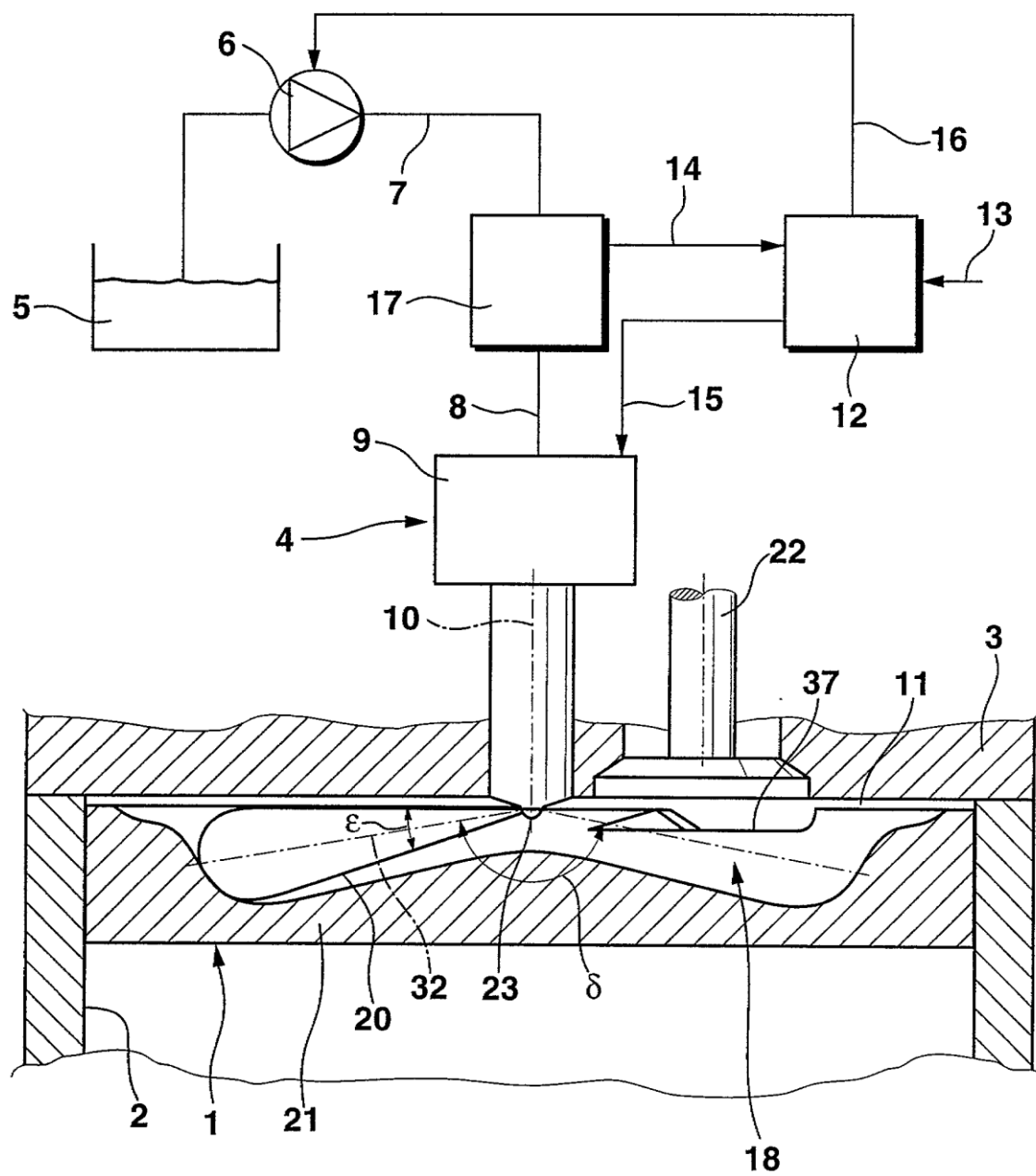
9. The diesel engine according to claim 1, characterized in that the injection opening geometry of the injection device (4) has a spray angle (δ) of 150 to 170°.

10. The diesel engine according to claim 1, characterized in that the injection opening geometry of the injection device (4) is designed as a nine-hole nozzle.

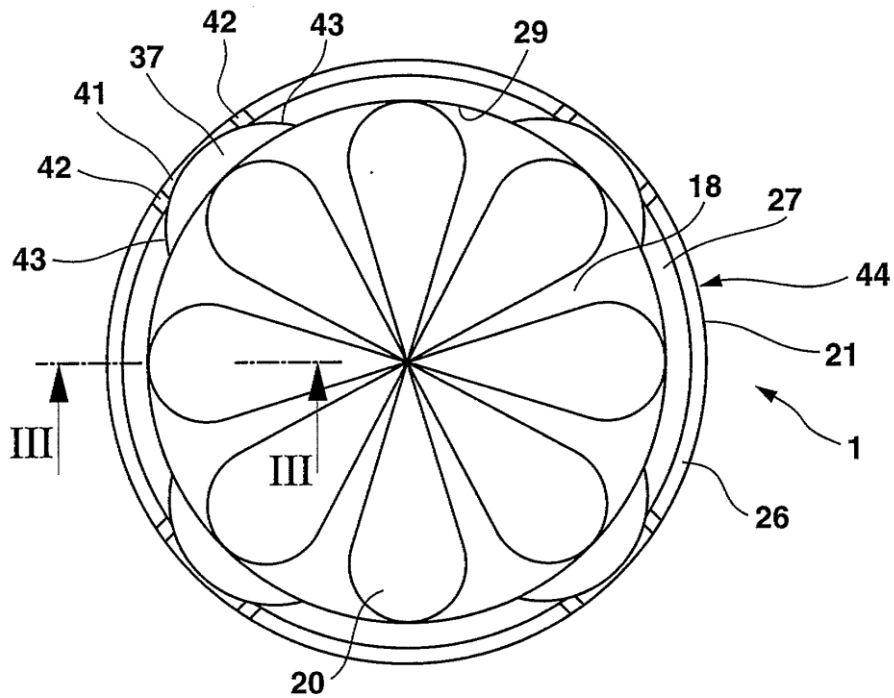
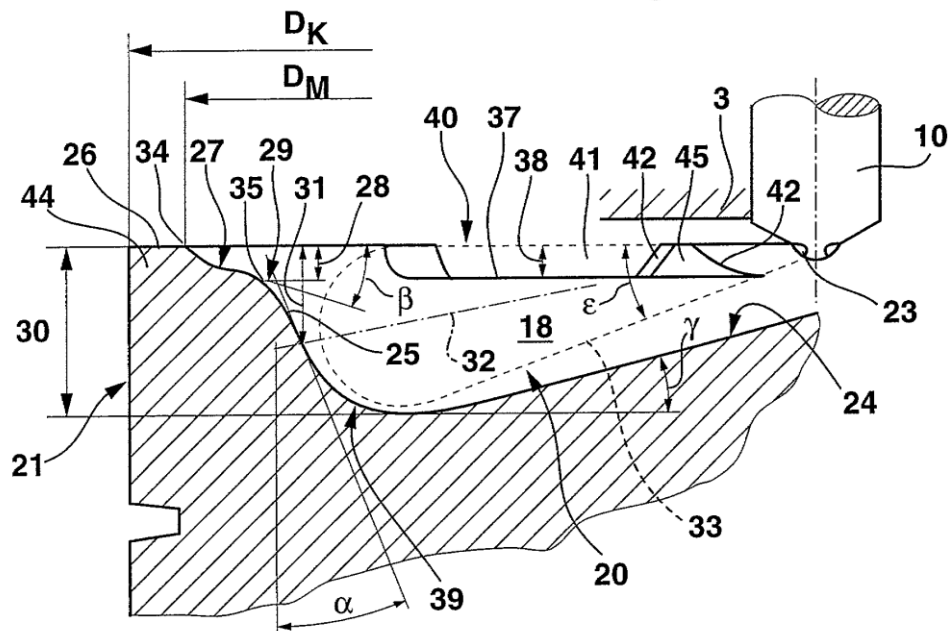
11. The diesel engine according to any one or more of claims 1 to 9, characterized in that a pressure accumulator injection system with electronic injection control is provided.

2 page(s) of drawings

- Empty page -

Fig. 1

802 022/546

Fig. 2**Fig. 3**



TRANSLATOR'S DECLARATION:

I, Achim Krotz, Ph.D. of M&K Consulting LLC, hereby declare:

1. I am well versed in both the German and English languages and have over 14 years of experience translating German technical documents into English.
2. The attached translation of document DE_19649052_A1.pdf to English is accurate and complete to the best of my knowledge.

I declare that all statements made herein of my knowledge are true, that all statements made on information and belief are believed to be true, and that these statements were made with the knowledge that willful false statements and the like so made are punishable by fine or imprisonment, or both, under Section 1001 of Title 18 of the United States Code.

Executed this 18th day of September, 2025, at Hirschberg, Germany

A handwritten signature in black ink, appearing to read "Achim Krotz", written over a horizontal line.

Achim Krotz, Ph.D.



19 BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

12 Offenlegungsschrift
10 DE 196 49 052 A 1

51 Int. Cl.⁶:
F 02 B 23/06
F 02 F 3/28
F 02 M 63/00

21 Aktenzeichen: 196 49 052.9
22 Anmeldetag: 27. 11. 96
43 Offenlegungstag: 28. 5. 98

DE 196 49 052 A 1

71 Anmelder:
MTU Motoren- und Turbinen-Union
Friedrichshafen GmbH, 88045 Friedrichshafen, DE

72 Erfinder:
Velji, Amin, Dr.-Ing., 88677 Markdorf, DE; Danckert,
Bernd, Dipl.-Ing., 88046 Friedrichshafen, DE;
Donauer, Georg, 88048 Friedrichshafen, DE; Dorner,
Walter, 88677 Markdorf, DE

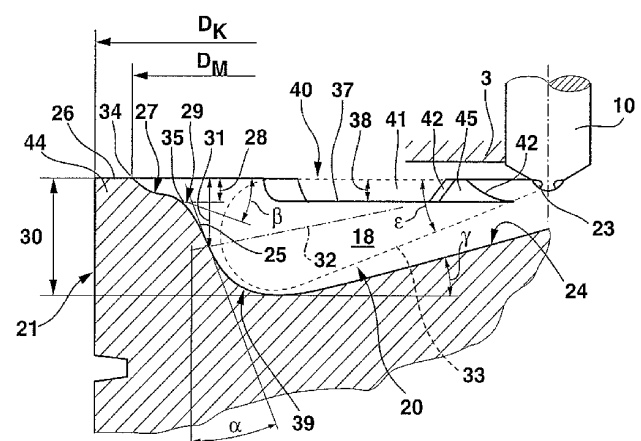
56 Entgegenhaltungen:
DE 37 42 574 C1
DE 35 01 271 C2
GB 10 93 341
US 39 54 089
MTZ, 57, 1996, S. 336-348;

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

54 Dieselmotor mit Direkteinspritzung und einer Kolbenmulde

57 Bei einem Dieselmotor mit drallarmer luftverteilernder Direkteinspritzung über ein Druckspeichereinspritzsystem (Common-Rail) in einen flachen Brennraum (11) ist im Kolbenboden (21) eine Kolbenmulde (18) vorgesehen, die vom Muldengrund (24) aus zur Planfläche (26) des Kolbenbodens (21) hin divergent ausgebildet ist und deren kreisförmige Eintrittsöffnungsfläche (40) einen Durchmesser (DM) aufweist, der mindestens dem 0,8fachen des Kolbendurchmessers (DK) entspricht. Am Muldenrand ist eine zur Kolbenmulde (18) koaxial angeordnete Diffusorausnehmung (27) vorgesehen, die ausgehend von einem im Abstand (28) unterhalb der Planfläche (26) des Kolbenbodens (21) ausgebildeten, abgerundeten Übergang (9) der Umfangswand (25) mit zunehmendem Muldendurchmesser (DM) zur Planfläche (26) des Kolbenbodens (21) hin ansteigt. Der dadurch minimierte Anteil nicht zur Gemischbildung nutzbarer Brennraumbereiche, wie zum Beispiel der Quetschspalt- und der Ventiltaschenanteil sowie wenige scharfe Kanten im Übergangsbereich zwischen Quetschspalt und Brennraummulde bewirken eine Ladungsberuhigung, durch die über das Druckspeichereinspritzsystem eine weitgehend kennfeldunabhängige Steuerung der Hochdruckeinspritzung zur Darstellung eines Brennverlaufs mit erheblich reduziertem Schadstoffausstoß bei unverändert hohem Wirkungsgrad des Dieselmotors erreicht wird.



DE 196 49 052 A 1

Die Erfindung betrifft einen Dieselmotor mit drallarmer luftverteilernder Direkteinspritzung und einem flach ausgebildeten Brennraum gemäß dem Oberbegriff des Patentanspruchs 1.

Von einem hochaufgeladenen Dieselmotor (MTZ, Motor-technische Zeitschrift, Heft 6, 1996) der eingangs genannten Art, ist es bekannt, daß durch den Übergang auf ein drallarmes Diesel-Gemischbildungs- bzw. Brennverfahren in Kombination mit einem leistungsfähigen Einspritzsystem ein deutlich günstigerer Kompromiß hinsichtlich Kraftstoffverbrauch und Stickoxid- bzw. Partikelaustritt erreicht wird. Eine Reduzierung der Zylinderladungsbewegung wird dort durch Absenken des Einlaßdrallniveaus sowie Aufweiten des Kolbenmuldendurchmessers erreicht, während eine gleichzeitige Verbesserung der Kraftstoffzerstäubungsgüte durch Anheben des Einspritzdrucks auf über 1000 bar den für die Dieselmischbildung notwendigen Massentransport bewerkstelligt. Ferner wurde für weitere Untersuchungen darauf hingewiesen, daß sich eine weitere Steigerung der Leistungsfähigkeit des Einspritzsystems in Kombination mit einer weiteren Absenkung des Einlaßdrallniveaus positiv hinsichtlich des Partikel-/Stickoxid-Zielkonflikt nutzen läßt. Versuche der Anmelderin haben gezeigt, daß bei dem bekannten Dieselmotor mit offener Brennraummulde besonders im oberen Leistungsbereich der Schadstoffaustritt nicht zufriedenstellende Werte erreicht.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, einen gattungsgemäßen Dieselmotor derart weiterzubilden, daß eine zusätzliche Reduzierung der Schadstoffemissionen, insbesondere Partikel- und Stickoxidemission, durch weitere Verbesserung der Gemischbildung bei Brennverfahren mit vorwiegender Luftverteilung, unter Beibehalten eines hohen Wirkungsgrades erreicht wird.

Erfindungsgemäß wird diese Aufgabe durch die Gesamtheit der Merkmale des Anspruchs 1 gelöst. Vorteilhafte Weiterbildungen der Erfindung sind durch die Unteransprüche gekennzeichnet.

Dabei bestehen die mit der erfindungsgemäßen Ausgestaltung der weiten divergenten Kolbenmulde bei einem Dieselmotor mit einem Kraftstoffversorgungssystem hoher hydraulischer Leistungsfähigkeit erzielten Vorteile in einer deutlich verbesserten Lufterfassung und einer wesentlichen Beruhigung der Zylinderladung. Beides begünstigt eine optimale Durchmischung des Kraftstoffs mit der gesamten Luft im Brennraum durch die kinetische Energie der Kraftstoffeinspritzstrahlen und verringert so die Abgasemissionen, insbesondere den Partikelaustritt und die Stickoxidanteile, erheblich.

Durch die Form der zur Planfläche des Kolbenbodens hin divergenten Kolbenmulde mit der am Kolbenrand ausgebildeten Diffusorausnehmung wird der Anteil bisher nicht zur drallarmen Gemischbildung nutzbarer Brennraumbereiche minimiert. Die Kolbenmulde ist dadurch an die Lage und Kontur der sich bei den jeweils vorherrschenden Einspritzbedingungen durch das Kraftstoffeinspritzsystem und die Einspritzmimik bei Vollast gebildeten Einspritzstrahlkegel mit großen Strahllängen in einer Weise angepaßt, die ein direktes Benetzen der Kolbenmulde verhindert. Über diese erfindungsgemäß geschaffenen großen freien Strahllängen durchdringen die hochenergetischen Einspritzstrahlen den Brennraum. Mit zunehmender Strahlausbreitung entzündet sich der fein zerstäubte Kraftstoffnebel, wobei die divergente Muldenform und speziell die mit zunehmendem Durchmesser ansteigende Diffusorausnehmung die Flammenausbreitung in radial außen liegende Brennraumbereiche bei Annäherung des Kolbens an die obere Totpunktstel-

lung und während der Kolbenabwärtsbewegung im Expansionstakt begünstigt.

Die Aufweitung des Muldendurchmessers an der Kolbenmuldeneintrittsfläche auf mindestens das 0,8-fache des Kolbendurchmessers trägt neben der verbesserten Lufterfassung zu einer bedeutenden Reduzierung des strömungsmechanischen Einflusses der Kolbenhubbewegung auf die Gemischbildung bei. Durch den damit auf maximal das 0,2-fache des Kolbendurchmessers festgelegten sogenannten Kolbensteg ist der verbleibende Planflächenanteil des Kolbenbodens auf ein bedeutungsloses Maß reduziert. Der im verbleibenden Minimalquetschspalt zwischen dem Kolbensteg und dem Zylinderkopfboden während der Aufwärtsbewegung des Kolbens erzeugte, zur Kolbenmuldenmitte orientierte Strömungsimpuls ist soweit abgesenkt, daß davon keine Quetschströmung mehr aufgebaut wird, die der Einspritzstrahlausbreitung entgegengerichtet wirkt. Eine Behinderung der Strahl- und/oder Flammalausbreitung bedingt durch ein Abbremsen der Strahlen in radialer Richtung, was zu einer örtlichen Kraftstoffanhäufung und erhöhtem Partikelaustritt führt, wird vermieden.

Der vom Rest-Quetschspalt ausgehende Strömungsimpuls wird ferner über die radiale Strecke der zur Mulde hin abfallenden Diffusorausnehmung und im Zusammenwirken mit einem strömungsgünstig gewählten Radius des Übergangs zur Umfangswand der Kolbenmulde soweit abgebaut, daß die bisher im Bereich des scharfkantigen Randes einer herkömmlichen Kolbenmulde in der Vertikalebene gebildeten Wirbelgebiete bedeutend reduziert werden. Deshalb zeichnet sich die erfindungsgemäße Kolbenmulde durch schwache wandnahe Wirbelgebiete aus und verhindert auf diese Weise Kraftstoffniederschlag auf der Wand der Kolbenmulde und dem Muldengrund. Dies sind Vorteile, die insbesondere im oberen Leistungsbereich des Dieselmotors ein Ansteigen des Rußpartikelaustritts verhindern.

Schließlich bietet die erfindungsgemäße Gestalt der Kolbenmulde neben dem Abbau von durch die Kolbenbodengestaltung bedingten Ladungsturbulenzen den Vorteil einer über den Kompressionstakt und die gesamte Dauer der Kraftstoffeinspritzung gleichförmigen Drehbewegung der Zylinderladung in der Kolbenmulde. Insbesondere findet auch bei Annäherung des Kolbens an seine obere Totpunktstellung keine Drallüberhöhung statt. Vielmehr stellt sich in der Mulde über die gesamte Einspritzdauer eine geordnete Luftbewegung mit konstanter Winkelgeschwindigkeit ein, die in Form einer Festkörper-Drehströmung jeweils den gesamten Brennraumsektor zwischen benachbarten Einspritzstrahlen überstreicht und so ein Ineinanderwehen der Einspritzstrahlen verhindert.

Eine zusätzliche Beruhigung der Zylinderladung schafft die erfindungsgemäße Gestaltung der Kolbenmulde bei Dieselmotoren mit im Kolbenboden ausgebildeten Ventiltaschen. Durch die divergente Umfangswand und die Diffusorausnehmung der aufgeweiteten Kolbenmulde verbleiben lediglich segmentförmige Ventiltaschenanteile im äußeren Rand des Kolbenbodens. Diese bilden in Abhängigkeit der Tiefe der Diffusorausnehmung bzw. von dem Abstand des Übergangs von der Umfangswand in die Diffusorausnehmung zur Planfläche des Kolbens sowie deren Neigungsverlauf deutlich weniger Verschneidungskanten und Flächenanteile aus als herkömmliche Kolbenmulden. Dadurch werden der einströmenden Ladeluft bedeutend weniger Turbulenzen aufgeprägt, die als wandnahe Wirbelgebiete im Bereich dieser Kanten zu lokalen Kraftstoffanhäufungen führen und die dann unter erhöhter Ruß- und Hitzeentwicklung verbrennen.

Ferner schaffen die auf kleinere Muldenspektoren reduzierten Ventiltaschenanteile der erfindungsgemäßen Mul-

dengestalt günstige Voraussetzungen für die Verwendung einer Einspritzdüse mit mehr als sechs Einspritzbohrungen zur Intensivierung der Gemischbildung. Insbesondere kann durch den Einsatz einer Neun-Lochdüse eine besonders hohe Strahlzerstäubungsgüte erzielt werden.

Bei einer bevorzugten Ausführungsform der Kolbenmulde ist der Übergang der Umfangswand in die Diffusorausnehmung in einem Abstand zur Planfläche des Kolbenbodens ausgebildet, der der erforderlichen Tiefe der Ventiltaschen entspricht. Die segmentförmigen Ventiltaschen gehen dabei harmonisch in den Radius des Übergangs über und verlaufen so ohne Ausbildung einer senkrecht zur Strahl- bzw. Flammenausbreitung liegenden Kante in die Kolbenmulde. Strömungsturbulenzen sowie die Bildung von Hitzerrissen in diesem Bereich infolge thermischer Überbeanspruchung werden vermieden.

Durch das von der Kolbenbewegung bzw. Kolbenstellung weitgehend unabhängige neutrale Verhalten der erfindungsgemäßen Kolbenmulde auf die Strömungsverhältnisse der Zylinderladung im Brennraum wird bei dem drallarmen Brennverfahren eine verbrauchs- und partikelgünstigere Steuerung des Verbrennungsablaufs über das Einspritzsystem erreicht. Insbesondere bei Verwendung eines Druckspeicher-Einspritzsystems, wie z. B. dem Common-Rail-System, kann im Zusammenwirken mit der erfindungsgemäßen Kolbenmulde eine NO_x-optimierte Einspritzmenngenmodulierung dargestellt werden, während eine optimale Diesel-Gemischbildung durch den unabhängig von der Motordrehzahl im Druckspeicher kontinuierlich verfügbaren Einspritzdruck unter Ausnutzung der kinetischen Energie der Einspritzstrahlen sichergestellt ist.

Nachfolgend ist die Erfindung anhand eines in der Zeichnung dargestellten Ausführungsbeispiels genauer beschrieben. Es zeigt:

Fig. 1, die Kolben-Zylinder-Anordnung des erfindungsgemäßen Dieselmotors mit einem Druckspeicher-Einspritzsystem;

Fig. 2, den erfindungsgemäßen Kolbenboden mit Einspritzstrahlmuster in Draufsicht;

Fig. 3, eine Schnittansicht des Kolbenbodens entlang des Schnittverlaufs III-III in **Fig. 2**.

Bei dem in **Fig. 1** dargestellten Dieselmotor wird ein flacher Brennraum **11** durch einen Zylinder **2**, durch den Kolbenboden **21** eines im Zylinder **2** verschieblich angeordneten Kolbens **1** sowie einem ebenen Zylinderkopfboden **3** begrenzt. In den Brennraum **11** ragt ein Einspritzventil **10** einer Einspritzvorrichtung **4**, die zentrisch zum Brennraum **11** im Zylinderkopfboden **3** angeordnet ist. Die Einspritzvorrichtung **4** ist Teil eines Druckspeicher-Einspritzsystems, bei dem eine Kraftstoffpumpe **6** Kraftstoff aus einem Kraftstofftank **5** über eine Kraftstoffleitung **7** unter hohem Druck in einen Druckspeicher **17** (Common-Rail) fördert, der über eine Einspritzleitung **8** und ein Zumeßventil **9** mit dem Einspritzventil **10** verbunden ist. In bekannter Weise regelt eine Steuereinheit **12** den Kraftstoffdruck im Druckspeicher **17**, unabhängig von der Motordrehzahl, auf ein über Eingang **13** vorgegebenes Druckniveau von über 1000 bar durch entsprechende Ansteuerung der Kraftstoffpumpe **6** über die Signalleitung **16** aus. Gleichzeitig steuert die Steuereinheit **12** über die Ansteuerleitung **15** das Öffnungsverhalten des Zumeßventils **9** und darüber den Einspritzvorgang. Alternativ zu dem Druckspeicher-Einspritzsystem können auch andere Hochdruck-Einspritzsysteme mit ausreichender hydraulischer Leistungsfähigkeit, wie z. B. ein Pumpe-Düse-Einspritzsystem, zur Dieselmischbildung verwendet werden.

Während der Einspritzphase, bei geöffnetem Zumeßventil **9**, wird bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel der Kraftstoff über acht Einspritzbohrungen **23** des Einspritz-

ventils **10** im wesentlichen radial und unter einem Spritzwinkel δ von 150° bis 170°, hier 160°, in den Brennraum **11** abgespritzt. Die Einspritzbohrungen **23** haben einen Durchmesser von 0,32 mm und bilden einen Strahlöffnungswinkel ϵ von 20° aus.

Der Kolbenboden **21** des in den **Fig. 1** und **3** jeweils in oberer Totpunktstellung gezeigten Kolbens **1** bildet eine zentrisch angeordnete rotationssymmetrische offene Kolbenmulde **18** mit einer Eintrittsöffnung **40** aus, deren Durchmesser DM das 0,8-fache des Kolbendurchmessers DK beträgt. Umfangswand **25** und Muldengrund **24** der Kolbenmulde **18** sind an die durch den Spritzwinkel δ vorgegebene Lage und die Kontur **33** der bei maximaler Leistung des Einspritzsystems ausgebildeten Strahlkegel **20** derart angepaßt, daß in der oberen Totpunktstellung des Kolbens **1** eine Kollision der Strahlkeulen **20** sowohl mit der Umfangswand **25** als auch dem Muldengrund **24** vermieden wird. Dazu ist der Muldengrund **24** kegelförmig ausgebildet und steigt unter einem Neigungswinkel γ von 11° zur Kolbenmitte hin an. Radial nach außen geht der Muldengrund **24** im Bereich zwischen der maximalen Muldentiefe **30** und dem Abstand **31**, wo die gedachten Strahlachsen **32** der Strahlkegel **20** die Umfangswand **25** der Kolbenmulde **18** schneiden, in die Umfangswand **25** über. Der Verlauf des Übergangsbereichs **29** ist exakt an die Kontur **33** der Einspritzkegel **20** angepaßt. Ausgegangen wird hierbei von einer Form der Einspritzstrahlen bzw. einer Kontur **33** der Einspritzkegel **20**, wie sie sich in Abhängigkeit der hydraulischen Leistungsfähigkeit des Einspritzsystems durch Simulation aus den empirischen Formeln von Hiroyasu/Arai ergeben. Bei dem hier dargestellten Ausführungsbeispiel entspricht dies im Übergangsbereich **29** einem Radius von 13 mm. Aus dem gleichen Simulationsmodell für die Einspritzstrahlkontur **33** ergibt sich die maximale Muldentiefe **30** von hier 15,8 mm bei einem Einspritzdruck von 1200 bar und einem Verdichtungsverhältnis von $\epsilon = 14$.

Die Umfangswand **25** ist konisch ausgebildet und weist einen Neigungswinkel α von etwa 15° bis 45° auf. In einem Abstand **28** unterhalb der Planfläche **26** des Kolbenbodens **21** geht die Umfangswand **25** in eine Diffusorausnehmung **27** über. Der Abstand **28** ist hier gleich der Tiefe **38** der weiter unten beschriebenen Ventiltaschen **37** gewählt. Grundsätzlich kann er je nach Ausbildung des Einspritzsystems, bzw. der durch obiges Simulationsmodell ermittelten Strahlkeulenform, auf einen Wert zwischen der Tiefe **38** der Ventiltaschen **37** und dem durch die Schnittebene der Strahlachse **32** definierten Abstand **31** festgelegt werden.

Die Diffusorausnehmung **27** ist am Muldenrand kreisförmig und coaxial zur Kolbenmulde **18** als konische Ausdrehung dargestellt. Sie schließt mit dem ebenen Zylinderkopfboden **3** einen Winkel β im Bereich von etwa 10° bis 30° ein. Die Ausbildung der Diffusorausnehmung **27** ist nicht auf die konische Ausdrehung beschränkt; vielmehr kann anstelle des linearen Anstiegs unter einem Winkel β jeder stetige Verlauf mit positiver Steigerung zur Planfläche **26** des Kolbenbodens **21** hin vorgesehen sein. Wesentlich dabei ist allerdings, daß der Übergang **29** von der Umfangswand **25** auf die Diffusorausnehmung **27** abgerundet ist, wobei der den Übergang bildende Radius **35** so gewählt ist, daß sich die in der Kolbenmulde **18** einstellende Festkörper-Drehströmung der Zylinderladung nicht von der Wand ablöst. Bei dem Ausführungsbeispiel wird dies mit einem Radius **35** von 4 mm erreicht der grundsätzlich zwischen 4 mm und 15 mm variieren kann. Die Diffusorausnehmung **27** geht über einen Radius **34** in die Planfläche **26** des Kolbenbodens **21** über. Dieser Radius **34** beträgt zwischen 2 mm und 4 mm.

Wie **Fig. 2** zeigt, sind vier Ventiltaschen **30** symmetrisch

verteilt im Bereich der erfindungsgemäßen Diffusorausnehmung **27** und der verbleibenden ringförmigen Planfläche **26** ausgebildet, die aufgrund der erfindungsgemäßen Aufweitung und Gestaltung der Kolbenmulde **18** lediglich noch segmentförmige Grundflächen im Kolbenboden **21** annehmen. Die Tiefe **38** und Größe der Ventiltaschen **37** ist konstruktiv durch den erforderlichen Hub der Gaswechselventile und die Spaltbreite zwischen Kolbensteg **44** und dem Zylinderkopfboden **3** in oberer Totpunktstellung des Kolbens bestimmt. Die Ventiltaschen **37** bilden zusammen mit dem verbleibenden Kolbensteg **44** Verschneidungskanten **43** sowie dadurch festgelegte Schnittflächen **45** aus, deren Verlauf und Länge durch die Gestaltung der Diffusorausnehmung **27** bestimmt sind. Bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel ist der Abstand **28** des Übergangs **29** zur Planfläche **26** des Kolbenbodens **21** gleich groß gewählt, wie die Tiefe **38** der Ventiltaschenausnehmung **27**. Dadurch gehen die Ventiltaschen **37** harmonisch in den abgerundeten Übergang **29** über, was im Hinblick auf oben beschriebene Strömungsmechanik und thermische Beanspruchung Vorteile bietet.

Durchbrüche **41** im Kolbensteg **44** erhöhen die mechanische und thermische Standfestigkeit des Kolbenbodens **21** in Bereichen wo die Ventiltaschen **37** zu einer ausgeprägten Schwächung der Kolbenstegdike führen. Die Durchbrüche **41** bilden in Umfangsrichtung Anfasungen **42** aus, um einerseits die thermische Standfestigkeit des Kolbenstegs **44** zu gewährleisten andererseits der einströmenden Ladeluft möglichst geringen Strömungswiderstand zu bieten. Aus gleichen Gründen sind auch sämtliche verbleibenden Kanten und/oder Stufen abgerundet.

Bezugszeichenliste

1 Kolben
2 Zylinder
3 Zylinderkopfboden
4 Einspritzvorrichtung
5 Kraftstofftank
6 Kraftstoffpumpe
7 Kraftstoffleitung
8 Einspritzleitung
9 Zumeßventil
10 Einspritzventil
11 Brennraum
12 Einspritzstauleitung
13 Eingang
14 Eingang
15 Ansteuerleitung
16 Signalleitung
17 Druckspeicher
18 Kolbenmulde
19 Einspritzstrahl
20 Strahlkegel
21 Kolbenboden
22 Gaswechselventil
23 Einspritzbohrung
24 Muldengrund
25 Umfangswand
26 Planfläche
27 Diffusorausnehmung
28 Abstand
29 Übergang
30 Muldentiefe
31 Abstand
32 Strahlachsen
33 Kontur
34 Radius

35 Radius
36 Gaswechselventil
37 Ventiltaschen-Ausnehmung
38 Tiefe Ventiltasche
39 Übergangsbereich
40 Eintrittsöffnung
41 Durchbruch
42 Anfasung
43 Verschneidungskante
44 Kolbenstellung
45 Schnittfläche
 α Winkel, Umfangswand
 β Winkel, Diffusorausnehmung
 γ Winkel, Muldengrund
 δ Spritzwinkel
 ϵ Strahlöffnungswinkel

Patentansprüche

1. Dieselmotor mit drallarmer luftverteilernder Direktein-spritzung und mit einem flach ausgebildeten Brennraum (**11**), der von einem Zylinder (**2**), einem Zylinderkopfboden (**3**) und einem Kolbenboden (**21**) begrenzt ist, wobei im Kolbenboden (**21**) eine kreisförmige offene Kolbenmulde (**18**) mit einer Umfangswand (**25**) und einem Muldengrund (**24**) vorgesehen ist, sowie einer zentrisch zur Kolbenmulde (**18**) angeordneten, von einer Kraftstoffpumpe (**6**), insbesondere über einen Druckspeicher (**17**), unter hohem Druck mit Kraftstoff versorgten Einspritzvorrichtung (**4**), durch deren Einspritzöffnungsgeometrie (**23**) Kraftstoff in mehreren Strahlkegeln (**20**) im wesentlichen radial abgespritzt wird, wobei die Strahlachsen (**32**) der Strahlkegel (**20**) die Kolbenmulde (**18**) etwa in einer Schnittebene unterhalb der Planfläche (**26**) des Kolbenbodens treffen, **dadurch gekennzeichnet**, daß der Kolbenboden (**21**) eine vom Muldengrund (**24**) aus zur Planfläche (**26**) des Kolbenbodens hin divergent verlaufende Kolbenmulde (**18**) ausbildet, deren Durchmesser (DM) mindestens dem 0,8-fachen des Kolbendurchmesser (DM) entspricht, wobei am Muldenrand eine zur Kolbenmulde (**18**) koaxial angeordnete, kreisringförmige Diffusorausnehmung (**27**) vorgesehen ist, die ausgehend von einem im Abstand (**28**) unterhalb der Planfläche (**26**) des Kolbenbodens (**21**) ausgebildeten abgerundeten Übergang (**29**) der Umfangswand (**25**) mit zunehmendem Muldendurchmesser (DM) zur Planfläche (**26**) des Kolbenbodens hin ansteigt.

2. Dieselmotor nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Kolbenmulde (**18**) derart an die Lage (**8**) und die Konturen (**33**) der Strahlkegel (**20**) bei maximaler Leistung des Einspritzsystems angepaßt ist, daß in der oberen Totpunktlage des Kolbens (**1**) ein Benetzen der Kolbenmulde (**18**) mit Kraftstoff vermieden wird, wobei mindestens die Umfangswand (**25**) der Kolbenmulde (**18**) im Bereich zwischen der maximalen Muldentiefe (**30**) und dem Abstand (**31**) der Schnittebene der Strahlachsen (**32**) an die Kontur (**33**) der Einspritzkegel (**20**) angepaßt ist.

3. Dieselmotor nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der den Übergang (**29**) von der Umfangswand (**25**) der Kolbenmulde (**18**) auf die Diffusorausnehmung (**27**) bildende Radius (**35**) einen Wert im Bereich von 4 mm bis 15 mm beträgt.

4. Dieselmotor nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Kolbenmulde (**18**) eine konische Umfangswand (**25**) aufweist, die mit einem Neigungswinkel (α) von etwa 15 bis 45°.

5. Dieselmotor nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Diffusorausnehmung (27) in Form einer konischen Ausdrehung ausgebildet ist, die mit dem Zylinderkopfboden (3) einen Winkel ((3) von etwa 10 bis 30° bildet. 5
6. Dieselmotor nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Diffusorausnehmung (27) in einem Radius (34) von 2 mm bis 4 mm in die Planfläche (26) des Kolbenbodens übergeht. 10
7. Dieselmotor nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Abstand (28) des Übergangs (29) unterhalb der Planfläche (26) des Kolbenbodens kleiner oder gleich dem Abstand (31) der Schnittebene der Strahlachsen (32) der Strahlkegel (20) und der Kolbenmulde (18) ist. 15
8. Dieselmotor nach Anspruch 1 oder 7, dadurch gekennzeichnet, daß mindestens eine einem Gaswechselventil (22) zugeordnete Ventiltaschen-Ausnehmung (37) im Kolbenboden (21) ausgebildet ist, und daß der durch einen Radius (35) gebildete Übergang (29) der 20 Kolbenmuldenumfangswand (25) in die Diffusorausnehmung (27) in einem Abstand (28) zur Planfläche (26) des Kolbenbodens (21) ausgebildet ist, der gleich oder größer der Tiefe (38) der Ventiltaschen-Ausnehmung (37) ist. 25
9. Dieselmotor nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Einspritzöffnungsgeometrie der Einspritzvorrichtung (4) einen Spritzwinkel (δ) von 150 bis 170° aufweist.
10. Dieselmotor nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Einspritzöffnungsgeometrie der Einspritzvorrichtung (4) als Neun-Lochdüse ausgebildet ist. 30
11. Dieselmotor nach einem oder mehreren der Ansprüche 1 bis 10, dadurch gekennzeichnet, daß ein 35 Druckspeicher-Einspritzsystem mit elektronischer Einspritzsteuerung vorgesehen ist.

Hierzu 2 Seite(n) Zeichnungen

40

45

50

55

60

65

- Leerseite -

Fig. 1

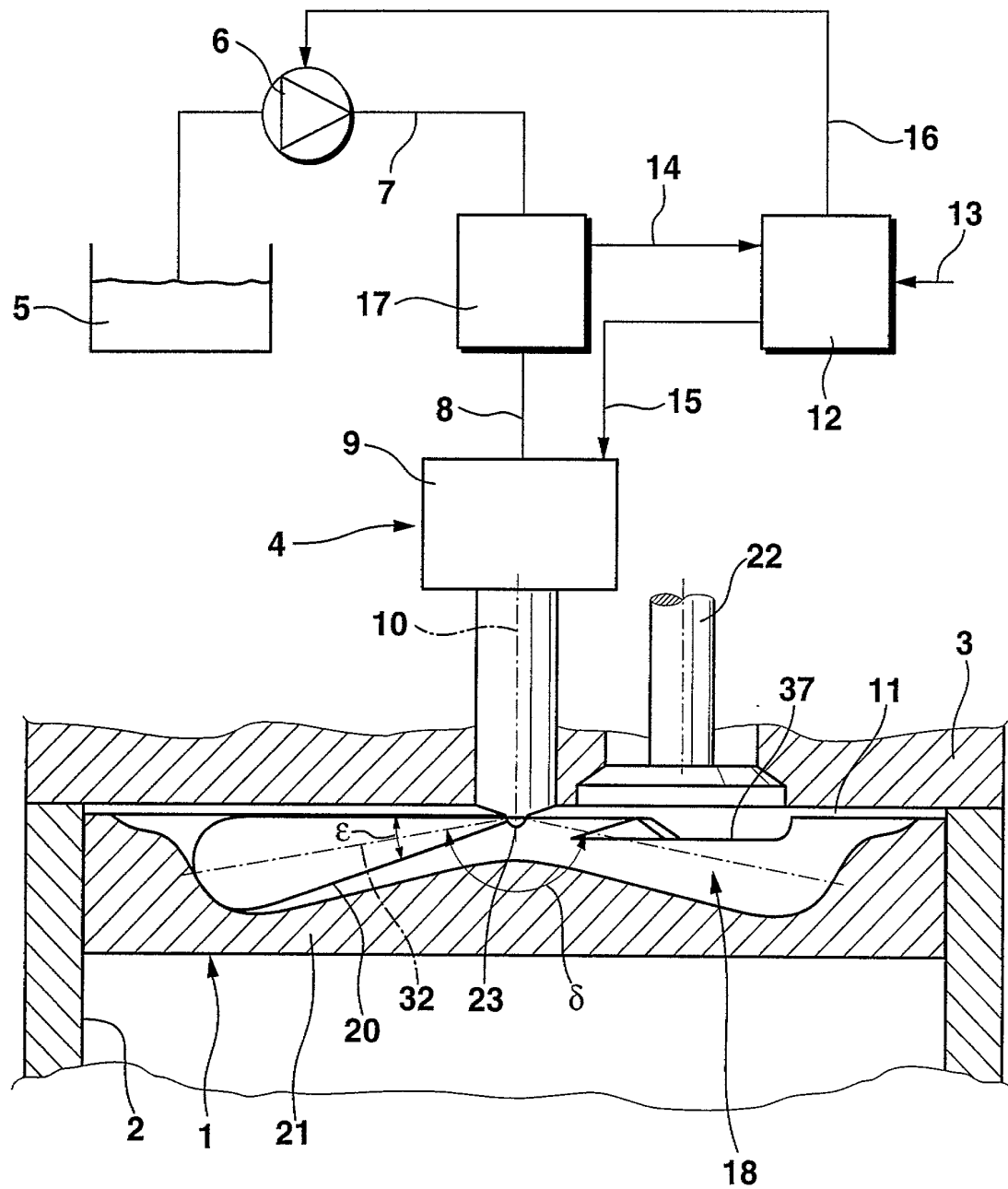


Fig. 2

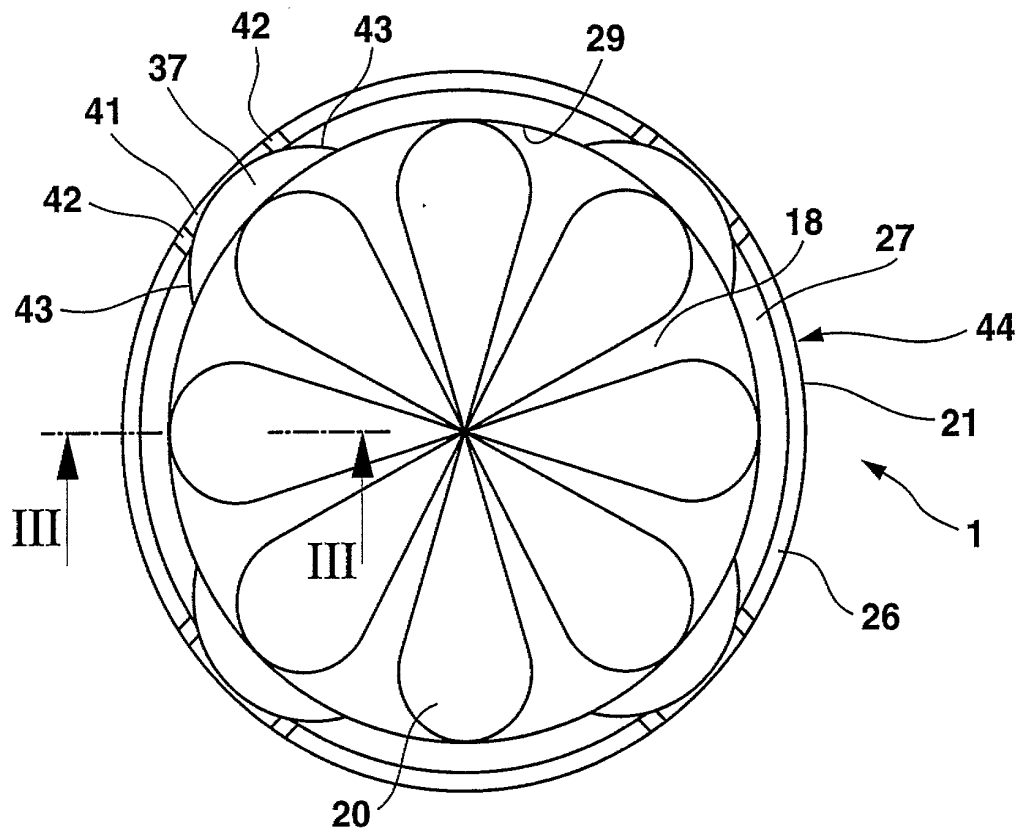


Fig. 3

