

(19)



Europäisches Patentamt

European Patent Office

Office européen des brevets



(11)

EP 0 849 463 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des
Hinweises auf die Patenterteilung:
24.10.2001 Patentblatt 2001/43

(51) Int Cl.7: **F02F 1/42**, B22D 19/00

(21) Anmeldenummer: **97120815.2**

(22) Anmeldetag: **27.11.1997**

(54) **Zylinderkopf für Brennkraftmaschinen**

Cylinder head for an internal combustion engine

Culasse pour un moteur à combustion interne

(84) Benannte Vertragsstaaten:
ES FR GB IT

(30) Priorität: **21.12.1996 DE 19653909**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
24.06.1998 Patentblatt 1998/26

(73) Patentinhaber: **DaimlerChrysler AG**
70567 Stuttgart (DE)

(72) Erfinder:
• **Mutterer, Martin**
71397 Leutenbach (DE)

- **Nitzschke, Eckhart, Dr.**
70372 Stuttgart (DE)
- **Roemheld, Tilmann**
71384 Weinstadt (DE)
- **Treyz, Willy**
72666 Neckartailfingen (DE)

(56) Entgegenhaltungen:
EP-A- 0 233 555 EP-A- 0 275 841
EP-A- 0 281 015 DE-C- 4 040 948
NL-A- 7 803 426

- **PATENT ABSTRACTS OF JAPAN vol. 011, no.**
388 (M-652), 18.Dezember 1987 & JP 62 157265
A (HONDA MOTOR CO LTD), 13.Juli 1987,

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist. (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

EP 0 849 463 B1

Beschreibung

[0001] Die Erfindung geht aus von einem Zylinderkopf für Brennkraftmaschinen nach dem Oberbegriff von Anspruch 1, wie er beispielsweise aus der DE 36 03 582 C1 oder der DE 195 02 342 A1 als bekannt hervorgeht.

[0002] Zylinderköpfe für Brennkraftmaschinen sind kompliziert geformte Bauteile, die durch Gießen hergestellt werden. Die Gießkerne zum Abformen der Innenoberfläche der Gaswechselkanäle weisen einen von Werkstück zu Werkstück streuenden, unvermeidlichen Versatz gegenüber einer Ideallage des Kernes auf. Die gewünschte Sollage der Innenoberfläche der Gaswechselventile ist durch die Lage der jeweils zugehörigen Ventilöffnung in der brennraumseitigen Begrenzungswand des Zylinderkopfes bestimmt. Wegen des Kernversatzes hat man an den Gaswechselkanälen im gegossenen Rohzustand im öfnungsnahen Bereich eine zur Ventilöffnung hin zunehmende Bearbeitungszugabe vorgesehen, die an der Ventilöffnung im Ausmaß wenigstens dem maximal zulässigen Versatzmaß entspricht. Dadurch ergibt sich eine Schnitttiefen-Streubreite von etwa dem doppelten Versatzmaß. Diese innenseitige Materialzugabe wird anschließend derart spanabhebend bearbeitet, daß die Innenoberfläche der Gaswechselkanäle jeweils versatzfrei in die Ventilöffnung übergeht.

[0003] Die eingangs zitierten Druckschriften empfehlen hierzu eine Bearbeitung mit einem Formfräser, wobei die räumliche Sollkontur der Gaswechselkanäle durch entsprechendes räumliches Führen eines Kugel- oder Scheibenfräasers erzeugt wird. Zwar läßt sich durch eine solche Bearbeitung ein versatzfreier und strömungsgünstiger Übergang der Kanalinnenfläche in die Ventilöffnung erzeugen, jedoch ist die dazu erforderliche Bearbeitung aufgrund der räumlichen Bewegung des Fräasers kompliziert und aufgrund des geringen Zerspanungseingriffes des Formfräasers in das Werkstück am jeweiligen Arbeitspunkt auch nur sehr langsam. Die räumliche Fräserführung ist nur mit sehr teuren Bearbeitungsmaschinen durchführbar, so daß die Bearbeitung mit einem hohen Investitionskostenanteil kostenmäßig belastet ist. Aufgrund der lang andauernden Bearbeitung ist die Produktivität trotzdem gering. Außerdem ist der Einsatz von leistungsfähigeren, höher belastbaren und austauschbaren Hartmetallschneiden in Kugel- oder Scheibenfräsern zumindest bei den hier praktisch in Frage kommenden Fräsergrößen nicht möglich.

[0004] Zwar ist es bekannt, einen versatzfreien Übergang von der Ventilöffnung in die Gaswechselkanäle dadurch spanabhebend herzustellen, daß ein im Meridianschnitt spitzbogenförmig ausgebildeter und im Durchmesser der lichten Weite der Ventilöffnung entsprechender Formfräser von der Brennraumseite her geradlinig und konzentrisch in die Ventilöffnung fräsend eingetaucht wird, wobei auch die Innenoberfläche der Kanalwandung bearbeitet wird. Eine solche Bearbei-

tung erfordert nur eine einfache Spindelbewegung ähnlich einem Bohrvorgang, die mit einer kostengünstigen Standardmaschine ausgeführt werden kann. Ein dazu erforderlicher Formfräser kann auch mit austauschbaren Hochleistungsschneiden bestückt werden. Im übrigen greift ein solcher Fräser am gesamten Umfang in den abzutragenden Werkstoff ein, so daß eine hohe Zerspanungsleistung und somit eine rationelle Bearbeitung möglich ist. Durch die spitzbogenförmige Kontur der Schneidzähne wird zumindest im Bereich eines in Strömungsrichtung konkaven Verlaufes der Kanalwandung ein strömungsgünstiger Übergang von der bearbeiteten zur gegossenen Kanaloberfläche erzeugt. Hingegen entsteht - werkstück-individuell je nach Richtung des jeweiligen Kernversatzes - an den gegenüberliegenden Kanalseiten mit konvexem Wandverlauf eine mehr oder weniger ausgeprägte Kante, an der sich die Strömung ablöst. Derartige Strömungsablösungen bilden eine Querschnittsverengung und beeinträchtigen daher einen optimalen Ladungswechsel. Insbesondere bei den Einlaßkanälen würden ablösungsverursachende Bearbeitungskanten eine optimale Zylinderfüllung mindern oder eine für alle Motoren einer Fertigung gleichbleibend gute Einlaufströmung beeinträchtigen und somit die tatsächlich mit der Brennkraftmaschine erzielbare Motorleistung oder die Qualität der Verbrennung reduzieren.

[0005] Aufgabe der Erfindung ist es, den gattungsgemäß zugrundegelegten Zylinderkopf dahingehend zu verbessern, daß die Bearbeitungszugabe im ventilnahen Bereich der Gaswechselkanäle einerseits mittels eines geradlinig geführten Formfräasers versatzfrei abgearbeitet werden kann, daß aber trotzdem auch im Bereich der konvex verlaufenden Wandungspartien ein strömungsgünstiger Oberflächenverlauf erhältlich ist.

[0006] Diese Aufgabe wird - ausgehend von dem gattungsgemäß zugrundegelegten Zylinderkopf - erfindungsgemäß durch die kennzeichnenden Merkmale von Anspruch 1 gelöst. Die Bearbeitungszugabe kann dank der erfindungsgemäßen Ausgleichsrille mit einem linear in die Ventilöffnung eintauchenden Formfräser von spitzbogenförmiger Kontur strömungsgünstig bearbeitet werden. Zwar wird bei absolut lagerichtig positioniertem Gießkern - was relativ selten vorkommt - eine geringfügige, aber im Toleranzbereich liegende Verschlechterung der Strömung gegenüber der Bestausführung verursacht, die jedoch in Kauf genommen wird. Dafür sind jedoch die erzielbaren Kanalkonturen bei mäßigem bis extremem Kernversatz wesentlich besser als beim Stand der Technik. Durch die erfindungsgemäße Ausgleichsrille wird in jedem Fall eine Kanaleinschnürung an einer kritischen Stelle vermieden. Dank der Erfindung kann deshalb bei einfacher Bearbeitung des Gaswechselkanales eine verlustarme Strömung und somit eine gute Zylinderfüllung erreicht werden.

[0007] Die Ausgleichsrille kann praktisch ohne Zusatzkosten beim Gießvorgang erzeugt werden. Es brauchen lediglich die Gießkerne für die Gaswechselkanäle

mit einem der Rillenform negativ entsprechenden Umfangswulst versehen zu sein.

[0008] Der Vorteil der Erfindung liegt in einer einfachen, rationellen und kostengünstigen Bearbeitung des Kanalendes bei gleichzeitiger Reduzierung der Streubreite der Strömungsverluste in den Gaswechselkanälen. Insbesondere wird bei Doppelventil-Motoren das sog'. Tumbling - eine Zirkulationsströmung der in den Brennraum einströmenden Gase mit in Motorlängsrichtung liegender Rotationsachse -, welches auf Änderungen der Strömungsverhältnisse sehr empfindlich reagiert, trotz auftretender fertigungsbedingter Schwankungen auf ein ohne weiteres tolerierbare Schwankungsbreite eingeengt, so daß die vom Motorkonstrukteur vorgegebenen Werte des Tumbings auch mit einer einfachen Bearbeitung eingehalten werden können. Die gewählte Intensität des Tumbings ist im Zusammenwirken mit anderen verbrennungsrelevanten Motorparametern verantwortlich für einen geordneten und in bestimmter Weise gewünschten Verbrennungsablauf. Eine unzulässig starke und unkontrollierte Veränderung des Tumbling stört den für eine bestimmte Motorauslegung gewählten Kompromiß und wirkt sich negativ auf das Verbrennungsgeräusch und/oder die Abgaswerte aus.

[0009] Zweckmäßige Ausgestaltungen der Erfindung können den Unteransprüchen entnommen werden; im übrigen ist die Erfindung anhand eines in der Zeichnung dargestellten Ausführungsbeispiels nachfolgend noch erläutert; dabei zeigen:

- Fig. 1 einen partiellen Schnitt durch einen Zylinderkopf im Bereich eines Einlaßkanales und der Ventilöffnung, wobei eine versatzfreie Lage der gegossenen Innenoberfläche des Einlaßkanales dargestellt ist,
- Fig. 2 eine vergrößerte Einzeldarstellung des Querschnittes der Ausgleichsrille (Einzelheit II aus Figur 1) vor der zerspanenden Bearbeitung des Kanalüberganges in die Ventilöffnung,
- Fig. 3 eine zu Figur 2 völlig analoge Darstellung der Einzelheit II bei extremem Versatz der Innenoberfläche in der einen Richtung, bei dem der mit der Ausgleichsrille versehene Umfangsbereich an die Ventilöffnung angenähert ist,
- Fig. 4 eine weitere zu Figur 2 völlig analoge Darstellung der Einzelheit II bei extremem Versatz der

Innenoberfläche in die anderen Richtung, bei dem der mit der Ausgleichsrille versehene Umfangsbereich von der Ventilöffnung abgerückt ist und

Fig. 5, 6 und 7

jeweils die Einzelheiten nach den Figuren 2, 3 bzw. 4 nach dem spanabhebenden Abarbeiten der Bearbeitungszugabe sowie die Ausbildung der wandnahen Einlaßströmung im Übergangsbereich.

[0010] Die Figur 1 zeigt ausschnittsweise einen gegossenen Zylinderkopf 1 für eine Brennkraftmaschine, bei dem in der brennraumseitigen Begrenzungswand 2 eine kreisrunde Ventilöffnung 3 und ein dorthin führender Gaswechselkanal 4 - vorliegend ein Einlaßkanal - angeordnet ist. Das dargestellte Ausführungsbeispiel des Zylinderkopfes weist je Brennraum zwei parallel hintereinander liegende Ventilöffnungen und einen hosenartig sich verzweigenden Einlaßkanal auf, bei dem eine Trennrippe 18 zwischen den Ventilöffnungen vorgesehen ist.

[0011] Die innere Oberfläche 5 der Gaswechselkanäle 4 wird durch in die Gießform eingelegte Gießkerne abgeformt. Diese Gießkerne unterliegen trotz aller Sorgfalt einer gewissen Lagetoleranz mit einem maximal zulässigen Toleranzfeld von Beispielsweise ± 1 mm in allen Richtungen. Demgemäß weist auch die innere Kanaloberfläche einen von Werkstück zu Werkstück unterschiedlichen, innerhalb dieses Toleranzfeldes liegenden Versatz gegenüber der Lage der spanabhebend angearbeiteten Ventilöffnung 3 auf, die als Bezugskontur lagegenau an den Zylinderkopf angearbeitet wird. Um dennoch einen versatzfreien Übergang der Innenoberfläche in die zugehörige Ventilöffnung durch eine zerspanende Bearbeitung des Übergangsbereiches schaffen zu können, sind die Gaswechselkanäle im gegossenen Rohzustand im öffnungsnahen Bereich mit einer zur Ventilöffnung hin zunehmenden Bearbeitungszugabe 7 versehen. Dieses Zugabemaß deckt nicht nur den maximal möglichen Versatz der Kanaloberfläche ringsum ab, sondern enthält darüber hinaus ein gewisses Bearbeitungsaufmaß, um eine spanabhebende Bearbeitung in jedem Fall zu ermöglichen. Demgemäß entspricht die vorgehaltene Bearbeitungszugabe 7 an der Ventilöffnung im Ausmaß wenigstens dem genannten, maximal zulässigen Versatzmaß, zweckmäßigerweise etwa 10% mehr als das.

[0012] Diese Bearbeitung soll einerseits mittels eines geradlinig geführten Formfräasers mit einer spitzbogenförmigen Kontur 15 durchgeführt werden, wofür eine einfache Werkzeugmaschine und ein Formfräser hoher Standzeit und hoher Zerspanungsleistung eingesetzt werden kann. Andererseits soll dabei auch im Bereich der konvex verlaufenden Wandungspartien des Gas-

wechselkanales ein strömungsgünstiger Oberflächenverlauf erzielt werden, d.h. eine ablösungsverursachende Kante am Übergang von bearbeiteter Oberfläche zu Gußoberfläche soll auch im kritischen konvexen Bereich vermieden werden.

[0013] Um dies zu erreichen, ist erfindungsgemäß im Bereich der Bearbeitungszugabe 7 eine Ausgleichsrille 9 im gegossenen Rohzustand der Gaswechselkanäle vorgesehen. Sie verläuft in Umfangsrichtung kurz oberhalb der Ventilöffnung und ist im Querschnitt flach V-förmig ausgebildet. Die Ausgleichsrille ist - bezogen auf die Strömungsrichtung in den Gaswechselkanälen - wenigstens im Bereich 12 eines konvexen bis geradlinigen Kanalwandungsverlaufes vorgesehen. Nachdem die Trennrippe im Querschnitt nach Art eines Schiffsbug ebenfalls an ihren Seiten in Strömungsrichtung konvex geformte Oberflächen aufweist, ist eine Ausgleichsrille auch im Bereich der Trennrippe 18 bei zwei Einlaßventilen je Brennraum vorgesehen. Im Umfangsbereich eines - in Strömungsrichtung - konkaven Wandungsverlaufes, der eine Strömungsumlenkung geometrisch erzwingt, besteht keine Gefahr, daß sich eine strömungsungünstige Kante bei der Kanalbearbeitung bildet, weil zum einen die Kanalkontur in diesem Umfangsbereich im Wesentlichen durch die Kontur 15 des Formfräasers bestimmt wird, der der gewünschten Kanalkrümmung angepaßt ist und weil zum anderen etwaige dennoch entstehende Übergangskanten die Strömung nicht stören. Da etwaige Strömungsverluste beim Gaswechsel vor allem einlaßseitig leistungsbeeinflussend oder drallsowie tumble-beeinflussend sind, sind zumindest die Einlaßkanäle des Zylinderkopfes mit einer Ausgleichsrille versehen.

[0014] Die Ausgleichsrillen sind insbesondere an solchen Zylinderköpfen mit Vorteil einsetzbar, bei denen die Gaswechselkanäle im ventilt nahen Bereich stark gekrümmten sind, d.h. deren Mittellinie 14 dort mit einem Krümmungsradius R gekrümmt ist, der etwa dem 1,0 bis 2,5 fachen des lichten Durchmessers D der Ventilöffnung 3 entspricht. Bei Zylinderköpfen, bei denen die Gaswechselkanäle mit schwacher Krümmung in die Ventilöffnung übergehen, ist die sich beim Bearbeiten des Kanalendes von der Ventilöffnung her bildende Kante weniger strömungsungünstig. In den Fällen, in denen die Gaswechselkanäle steil in die Ventilöffnung einlaufen, stoßen die Gußoberfläche und die bearbeitete Fläche an der entstehenden Übergangskante sehr flach zusammen, so daß die Strömung einem solchen Oberflächenverlauf weitgehend ablösungsfrei zu folgen vermag.

[0015] Die optimale Lage, der Verlauf, Umfangserstreckung und Querschnittsform der Ausgleichsrille muß im Einzelfall vom Konstrukteur entsprechend den jeweiligen, konstruktiv vorgegebenen Umgebungsbedingungen des Zylinderkopfes entwickelt werden. Unabhängig davon kann jedoch allgemein folgendes gesagt werden: Der Abstand a der Ausgleichsrille oberhalb von der Oberkante der Aussparung 20 für einen

Ventilsitzring entspricht etwa 20 bis 30 % des lichten Durchmessers D der Ventilöffnung. Bei Zylinderköpfen ohne Ventilsitzring kann die Ausgleichsrille in einem entsprechenden Abstand oberhalb des Ventilsitzes angeordnet werden. Die Ausgleichsrille verläuft zumindest in grober Annäherung in einer Ebene, die etwa rechtwinklig zur Kanalmittellinie steht. Sie ist im Querschnitt nach Art einer kissenförmigen Einschnürung geformt. Die Rillenflanken 10 laufen etwa in der Mitte spitz zum Rillengrund 11 zusammen und sind im Querschnitt konvex geformt und strömungsabrießfrei gekrümmt, d.h. die Flanken der Ausgleichsrille sind im Querschnitt mit einem Krümmungsradius r bzw r' von mindestens etwa 18 mm oder länger gekrümmt.

[0016] Der Rillengrund 11 liegt außerhalb des Idealverlaufes 21 der Innenoberfläche, so daß in diesem Bereich nicht nur keine Bearbeitungszugabe vorgesehen ist, sondern die reale Innenoberfläche des Gaswechselkanales gegenüber dem genannten Idealverlauf lokal ein Übermaß aufweist. Die zur Kanaltangente 17 gemessene Tiefe t der Rille ist - zumindest an der Umfangsstelle der größten Oberflächenkrümmung in Strömungsrichtung - etwa gleich dem maximalem Kernversatz.

[0017] Die Ausgleichsrille ist im Querschnitt derart ausgebildet und angeordnet, daß bei einer Extremlage des Gießkernes, bei der die Umfangspartie des Gießkernes mit der Ausgleichsrille der Mitte der Ventilöffnung am stärksten angenähert ist, die Kontur des Formfräasers im voll eingetauchten Zustand durch den Rillengrund verläuft.

[0018] Der praktische Erfolg bzw. Vorteil der Ausgleichsrille 9 sei nachfolgend anhand der Figuren 2 bis 7 erläutert, wobei von den sechs Figuren paarweise immer zwei zusammenhängend zu betrachten sind, in denen bei gleichem Kernversatz die Einzelheit II vor bzw. nach der Bearbeitung gezeigt ist. Und zwar werden anhand dreier Figurenpaare die Zustände

"kein Kernversatz" in den Figuren 2 und 5,
 "extremer Kernversatz nach links" in den Figuren 3 und 6 und
 "extremer Kernversatz nach rechts" in den Figuren 4 und 7 erörtert. Die Soll-Lage der Ventilöffnung 3 ist durch die angearbeitete Aussparung 20 für den Ventilsitzring sowie durch die angedeutete Kontur 15 des Profilfräasers zum Bearbeiten des Kanalüberganges von der Ventilöffnung her angedeutet, die in allen drei dargestellten Fällen in derselben Relativlage angeordnet sind. Lediglich die Innenoberfläche des Gaswechselkanales bzw. der Ausgleichsrille ist in Relation zur Ventilöffnung unterschiedlich gelagert.

[0019] Bei den Darstellungen der Figuren 2 und 5 ist der Zustand einer Ideallage des Gießkernes angenommen. In Figur 2 ist ein strichpunktiert angedeuteter Idealverlauf 21 ohne erfindungsgemäße Ausgleichsrille 9

lediglich vergleichshalber dargestellt. Die Linie 21 mündet tangential in die Basis der Fräserkontur 15 ein. Nachdem jedoch gegenüber dieser Linie noch ein Bearbeitungsaufmaß zu denken ist, würde die tatsächlich nach der - einfachen - Bearbeitung entstehende Kanaloberfläche eine leichte Kante aufweisen.

[0020] Bei der erfindungsgemäßen Kanalausbildung mit der Ausgleichsrille 9 schneidet der Formfräser im Zustand nach Figur 2 bzw. 5 relativ tief in die Bearbeitungszugabe 7 ein, bleibt aber noch deutlich hinter dem Rillengrund 11 zurück. Dabei entsteht, wie Figur 5 erkennen läßt, eine breite, gespannte Oberfläche 8, die kurz vor dem Rillengrund 11 endet. Bei der Feinabstimmung der Ausgleichsrille hinsichtlich Querschnittsform, Lage und Rillenverlauf ist durch Probieren und Variieren dieser Kriterien am CAD-System darauf zu achten, daß bei versatzfreier Lage des Gießkernes etwa das Bearbeitungsbild nach Figur 5 entsteht. In der Kanaloberfläche verbleibt auf der konvexen Seite eine kleine Rille geringer Tiefe, die mit einer schrägen Flanke über eine stumpfwinklige Kante in die bearbeitete Fläche 8 übergeht, die mit in Umfangsrichtung verlaufenden Schraffurlinien (Umfangsriefen) kenntlich gemacht ist. In der nach der Bearbeitung verbleibenden Rille bildet sich ein kleines Gebiet 19 einer Strömungsablösung unterhalb der wandnahen Strömung 13 aus, die jedoch keine nennenswerte Verengung des wirksamen Kanalquerschnittes mit sich bringt. Beim Zustand eines versatzfreien Gießkernes wird also eine sehr geringe und ohne weiteres tolerierbare Beeinträchtigung der Strömung in Kauf genommen. Dafür können jedoch die beiden anderen Fälle eines extremen Kernversatzes in ihrem Störeinfluß auf die wandnahe Strömung deutlich gegenüber dem Stand der Technik verbessert werden, wie die nachfolgenden Ausführungen zeigen.

[0021] In den Figuren 3 und 6 ist der Zustand eines extremen Kernversatzes nach links dargestellt, d.h. hier ist der Gießkern mit der die Ausgleichsrille 9 abformenden Umfangspartie extrem zur Ventilöffnung hin versetzt. Aufgrund einer entsprechenden Optimierung von Lage, Querschnittsform und Verlauf der erfindungsgemäßen Ausgleichsrille schneidet der Formfräser 15 in diesem Zustand gerade das Material unterhalb der öffnungsseitigen also unteren Flankenoberfläche 10' gerade vollständig weg, so daß die Bearbeitungsfläche 8' an der Stelle des früheren Rillengrundes 11 tangential in die obere Rillenflanke 10 übergeht. Bei diesem Zustand eines extremen Kernversatzes entstehen also - zumindest an der in Figur 6 rechts dargestellten Umfangsstelle des Einlaßkanales - keine Stufen, Kanten oder Rillen, die die wandnahe Strömung 13 beeinträchtigen könnten. Trotz starken Kernversatzes und einfacher Bearbeitung verläuft also die wandnahe Strömung 13 ungestört.

[0022] Bei einem extremen Kernversatz in der entgegengesetzten Richtung nach den Figuren 4 und 7 ist der Umfangsbereich der Ausgleichsrille besonders stark von der Ventilöffnung abgerückt. In diesem Zustand

wird die Materialzugabe im Bereich der Ausgleichsrille bei der zerspanenden Bearbeitung des Kanalendes nur sehr wenig angeschnitten, so daß sich dort ein sehr schmaler Streifen einer Bearbeitungsfläche 8" ergibt. In diesem Zustand bleiben also die Ausgleichsrille und insbesondere ihre untere Flanke 10' nahezu vollständig erhalten, so daß nun im Umfangsbereich der Ausgleichsrille im Wesentliche diese selber die Stömungseigenschaft der wandnahen Strömung 13 bestimmt. Es entsteht lediglich an der tiefsten Stelle der Ausgleichsrille ein kleines Gebiet 19 einer Strömungsablösung, die jedoch die Strömung nicht nennenswert beeinträchtigt. Ferner entsteht in Strömungsrichtung hinter der Kante am Übergang zur gespannten Fläche 8" ein weiteres kleines Ablösungsgebiet, welches ebenfalls vernachlässigbar ist.

[0023] Bei allen zulässigen Versätzen des Gießkernes - ob groß oder gering, ob links oder rechts - sind also dank der Ausgleichsrille annähernd gleichgute Strömungsverhältnisse in den Gaswechselkanälen vorhanden. Wichtig hierbei ist vor allem, daß die Streubreite der Strömungsverluste über das gesamte Feld der möglichen Varianten von Kernlagen gering ist, geringer jedenfalls, als bei einfacher Bearbeitung ohne Ausgleichsrille.

Patentansprüche

1. Gegossener Zylinderkopf für eine Brennkraftmaschine, mit wenigstens einer, in der brennraumseitigen Begrenzungswand des Zylinderkopfes angeordneten, kreisrunden Ventilöffnung und einem zu der Ventilöffnung führenden Gaswechselkanal, wobei die innere Gußoberfläche des Gaswechselkanales einen von Werkstück zu Werkstück unterschiedlichen, innerhalb eines bestimmten, maximal zulässigen Toleranzfeldes liegenden Versatz gegenüber der Lage der spanabhebend angearbeiteten Ventilöffnung aufweist, wobei ferner der Gaswechselkanal im gegossenen Rohzustand im öffnungsnahen Bereich mit einer zur Ventilöffnung hin zunehmenden Bearbeitungszugabe versehen ist, welches an der Ventilöffnung im Ausmaß wenigstens dem genannten, maximal zulässigen Versatzmaßes entspricht, wobei der Öffnungsnahe Bereich des Gaswechselkanales innenseitig derart spanabhebend bearbeitet ist, daß die Innenoberfläche des Gaswechselkanales jeweils versatzfrei in die Ventilöffnung übergeht, **gekennzeichnet durch** eine im Bereich der Bearbeitungszugabe (16) des Gaswechselkanales (4) im gegossenen Rohzustand vorgesehene, in Umfangsrichtung verlaufende, im Querschnitt flach V-förmig ausgebildete Ausgleichsrille (9) mit folgenden Merkmalen:

- ▷ die Rillenflanken (10) laufen etwa in der Mitte der Ausgleichsrille (9) spitz zum Rillengrund

- (11) zusammen und sind im Querschnitt konvex geformt und strömungsgünstig, d.h. möglichst abrißfrei gekrümmt,
- ▷ die Ausgleichsrille (9) ist - bezogen auf die Strömungsrichtung im Gaswechselkanal (4) - wenigstens im Bereich (12) eines konvexen Kanalwandungsverlaufes vorgesehen,
 - ▷ die Ausgleichsrille (9) verläuft in einem solchen Abstand (a) oberhalb von der Oberkante der Aussparung (20) für einen Ventilsitzring oder - bei Zylinderköpfen ohne Ventilsitzring - oberhalb des Ventilsitzes in der Ventilöffnung (3), der etwa 20 bis 30 % des lichten Durchmessers (D) der Ventilöffnung (3) entspricht,
 - ▷ der Rillengrund (11) liegt außerhalb des Idealverlaufes (21) der Innenoberfläche (5), so daß in diesem Bereich nicht nur keine Bearbeitungszugabe vorgesehen ist, sondern die reale Innenoberfläche des Gaswechselkanales (4) gegenüber seinem Idealverlauf (21) lokal ein Übermaß aufweist.
2. Zylinderkopf nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet,
daß die Ausgleichsrille (9) zumindest in grober Annäherung in einer Ebene verläuft, die etwa rechtwinklig zur Kanalmittellinie (14) steht.
3. Zylinderkopf nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet,
daß die Ausgleichsrille (9) im Querschnitt nach Art einer kissenförmigen Einschnürung geformt ist.
4. Zylinderkopf nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet,
daß die Ausgleichsrille (9) im Querschnitt derart ausgebildet und angeordnet ist, daß bei einer Extremlage des Gießkernes, bei der die Umfangspartie des Gießkernes mit der Ausgleichsrille (9) der Ventilöffnung (3) am stärksten angenähert ist, die Kontur (5) des Formfräasers im voll eingetauchten Zustand durch den Rillengrund (11) verläuft.
5. Zylinderkopf nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet,
daß die zur Kanaltangente (17) gemessene Tiefe (t) der Ausgleichsrille (9) etwa gleich dem maximalen Kernversatz ist.
6. Zylinderkopf nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet,
daß die Flanken (10) der Ausgleichsrille (9) im Querschnitt mit einem Krümmungsradius (r, r') von mindestens etwa 18 mm oder länger gekrümmt sind.
7. Zylinderkopf nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet,

daß zumindest die Einlaßkanäle des Zylinderkopfes mit einer Ausgleichsrille (9) versehen sind.

8. Zylinderkopf nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet,
daß die Ausgleichsrillen (9) an Zylinderköpfen mit im ventilmahen Bereich stark gekrümmten Gaswechselkanälen (4) vorgesehen sind, deren Mittellinie (14) dort mit einen Krümmungsradius (R) gekrümmt ist, der etwa dem 1,0 bis 2,5 fachen des lichten Durchmessers (D) der Ventilöffnung (3) entspricht.
9. Zylinderkopf nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet,
daß bei Zylinderköpfen mit zwei oder mehr Einlaßventilen je Brennraum und Trennrippen (18) zwischen den Ventilöffnungen (3) auch im Bereich der Trennrippe(n) (18) eine Ausgleichsrille (9) vorgesehen ist.

Claims

1. A cast cylinder head for an internal combustion engine with at least one circular valve opening positioned in the combustion chamber side boundary wall of the cylinder head and one charge changing channel leading to the valve opening, with the inner casting surface of the charge changing channel being offset in relation to the position of the machined valve opening by an amount which lies within a given maximum permissible range of tolerance and differs from work piece to work piece, with in addition the charge changing channel being provided in its unfinished cast state with a machining allowance in the area near the opening which increases towards the valve opening and which corresponds in dimension at the valve opening to at least the aforementioned maximum permissible amount of any offset, with the inside of the charge changing channel near the area of the opening being machined in such a way that the inner surface of the charge changing channel graduates into the valve opening with no offset,
- characterised by**
a compensating groove (9) with a flat V-shaped cross section which runs peripherally provided in the unfinished cast state in the area of the machining allowance (16) of the charge changing channel (4) with the following features:
- ▷ the sides (10) of the groove run together approximately in the centre of the compensating groove (9) at an acute angle to the base of the groove (11), have a convex cross section and are curved in a flow-promoting manner, i.e. as smoothly as possible,

➤ the compensating groove (9) is provided in at least the area (12) of the course of a convex channel wall - in relation to the direction of flow in the charge changing channel (4),

➤ the compensating groove (9) runs at a distance (a) above the upper edge of a recess (20) for a valve seat ring or - in cylinder heads without valve seat rings - above the valve seat in the valve opening (3) which corresponds to some 20 to 30% of the clear diameter (D) of the valve opening (3),

➤ the base of the groove (11) lies outside the ideal course (21) of the inner surface (5) so that not only is there no machining allowance in this area but also the real inner surface of the charge changing channel (4) is locally overdimensioned in relation to its ideal course.

2. A cylinder head in accordance with claim 1, **characterised in that**

the compensating groove (9) runs at least roughly in a plane which is approximately at right angles to the centre line (14) of the channel.

3. A cylinder head in accordance with claim 1, **characterised in that**

the cross section of the compensating groove (9) is formed in the manner of a cushion-shaped neck.

4. A cylinder head in accordance with claim 1, **characterised in that**

the cross section of the compensating groove (9) is designed and positioned in such a manner that when the casting core is in an extreme position in which the peripheral part of the casting core is closest to the compensating groove (9) of the valve opening (3), the profile (5) of the form cutter when fully dipped runs through the base of the groove (11).

5. A cylinder head in accordance with claim 1, **characterised in that**

the depth (t) of the compensating groove (9) measured at the channel tangent (17) is approximately the same as the maximum core offset.

6. A cylinder head in accordance with claim 1, **characterised in that**

in cross section the sides (10) of the compensating groove (9) are curved with a radius of curvature (r, r') of at least approximately 18 mm or longer.

7. A cylinder head in accordance with claim 1, **characterised in that**

at least the inlet ports of the cylinder head are provided with a compensating groove (9).

8. A cylinder head in accordance with claim 1,

characterised in that

the compensating grooves (9) are provided on cylinder heads with highly curved gas changing channels (4) in the area near the valves and that at this point the centre lines (14) of these channels are curved with a radius of curvature (R) which corresponds to approximately 1.0 to 2.5 times the clear diameter (D) of the valve opening (3).

9. A cylinder head in accordance with claim 1, **characterised in that**

with cylinder heads with two or more intake valves per combustion chamber and separating ribs (18) between the valve openings (3), a compensating groove (9) is also provided in the area of the separating rib(s) (18).

Revendications

1. Culasse moulée pour moteur à combustion interne, avec au moins une ouverture de soupape de forme circulaire ronde, disposée dans la paroi de limitation, côté chambre de combustion, de la culasse, et un canal de changement des gaz menant à l'ouverture de soupape, la surface moulée interne du canal de changement des gaz présentant un décalage, différent d'une pièce façonnée à l'autre, dans le cadre d'un champ de tolérance déterminé, maximal admissible, par rapport à la position de l'ouverture de soupape ayant été obtenue par un usinage avec enlèvement de copeaux, sachant qu'en outre le canal de changement des gaz, à l'état brut de moulage, est muni dans la zone proche de l'ouverture d'une surépaisseur d'usinage, allant en augmentant en direction de l'ouverture de soupape, qui correspond, au niveau de l'ouverture de soupape, dimensionnellement au moins à la valeur de décalage admissible maximale citée, sachant que la zone, proche de l'ouverture, du canal de changement des gaz est usinée intérieurement, par enlèvement de copeaux, de manière que la surface intérieure du canal de changement des gaz se transforme chaque fois, sans décalage, en l'ouverture de soupape, **caractérisée par** une gorge de rattrapage (9), prévue à l'état brut de moulage, dans la zone de la surépaisseur d'usinage (16) du canal de changement des gaz (4), s'étendant dans la direction périphérique, ayant une forme de V plat, présentant les caractéristiques suivantes:

- les flancs de gorge (10) se rejoignent suivant un angle pointu en direction du flanc de gorge (10), à peu près au centre de la gorge de rattrapage (9) et, observés en coupe transversale, sont de forme convexe et sont incurvées de façon favorable pour l'écoulement, c'est-à-dire autant que possible sans décollement d'écou-

- lement,
- la gorge de rattrapage (9) - en se référant à la direction d'écoulement dans le canal de changement des gaz (4) - est prévue au moins dans la zone (12) à une allure convexe de la paroi de canal de changement des gaz, 5
 - la gorge de rattrapage (9) s'étend au-dessus de l'arête supérieure de l'évidement (20) pour une bague de siège de soupape ou - pour des culasses n'ayant pas de bague de siège de soupape - au-dessus du siège de soupape dans l'ouverture de soupape (3), à une distance (a) qui correspond à environ 20 à 30 % du diamètre libre (D) de l'ouverture de soupape (3), 10
 - le fond de gorge (11) est situé à l'extérieur de l'allure idéale (21) de la surface intérieure (5), de sorte que, dans cette zone, non seulement n'est prévue aucune surépaisseur d'usinage, mais la surface intérieure réelle du canal de changement des gaz (4) présente localement un excédent, par rapport à son allure idéale (21). 15
2. Culasse selon la revendication 1, **caractérisée en ce que** 25
la gorge de rattrapage (9) s'étend, au moins en approximation grossière, dans un plan passant à peu près à angle droit par rapport à l'axe de canal (14).
3. Culasse selon la revendication 1, **caractérisée en ce que** 30
la gorge de rattrapage (9), observée en coupe transversale, comporte un étranglement à la façon d'un sablier. 35
4. Culasse selon la revendication 1, **caractérisée en ce que**
la gorge de rattrapage (9), si on l'observe en coupe transversale, est configurée et disposée de manière que, dans le cas où le noyau de moulage est à une position extrême, pour laquelle la partie périphérique du noyau de moulage est à la proximité maximale envers la gorge de rattrapage (9) de l'ouverture de soupape (3), le contour (5) de la fraise de forme, à l'état complètement pénétré, passe par le fond de gorge (11). 40 45
5. Culasse selon la revendication 1, **caractérisée en ce que**
la profondeur (t), mesurée par rapport à la tangente de canal de changement des gaz (17), de la gorge de rattrapage (9) est à peu près identique à la valeur du décalage maximale du noyau. 50
6. Culasse selon la revendication 1, **caractérisée en ce que** 55
les flancs (10) de la gorge de rattrapage (9), observés en coupe transversale, sont incurvés d'un rayon
- de courbure (r, r') d'au moins environ 18 mm ou plus.
7. Culasse selon la revendication 1, **caractérisée en ce qu'**
au moins les canaux d'admission de la culasse sont munis d'une gorge de rattrapage (9).
8. Culasse selon la revendication 1, **caractérisée en ce que**
les gorges de rattrapage (9) prévues sur les culasses sont prévues avec des canaux de changement des gaz (4) fortement incurvés dans la zone proche des soupapes, canaux dont l'axe (14), localement, est incurvé sous un rayon de courbure (R) qui correspond à peu près à 1,0 à 2,5 fois le diamètre libre (D) de l'ouverture de soupape (3).
9. Culasse selon la revendication 1, **caractérisée en ce que,**
pour des culasses ayant deux soupapes d'admission, ou plus, pour chaque chambre de combustion et des nervures de séparation (18) entre les ouvertures de soupape (3), une gorge de rattrapage (9) est également prévue dans la zone de la ou des nervures de séparation (18).

Fig. 1

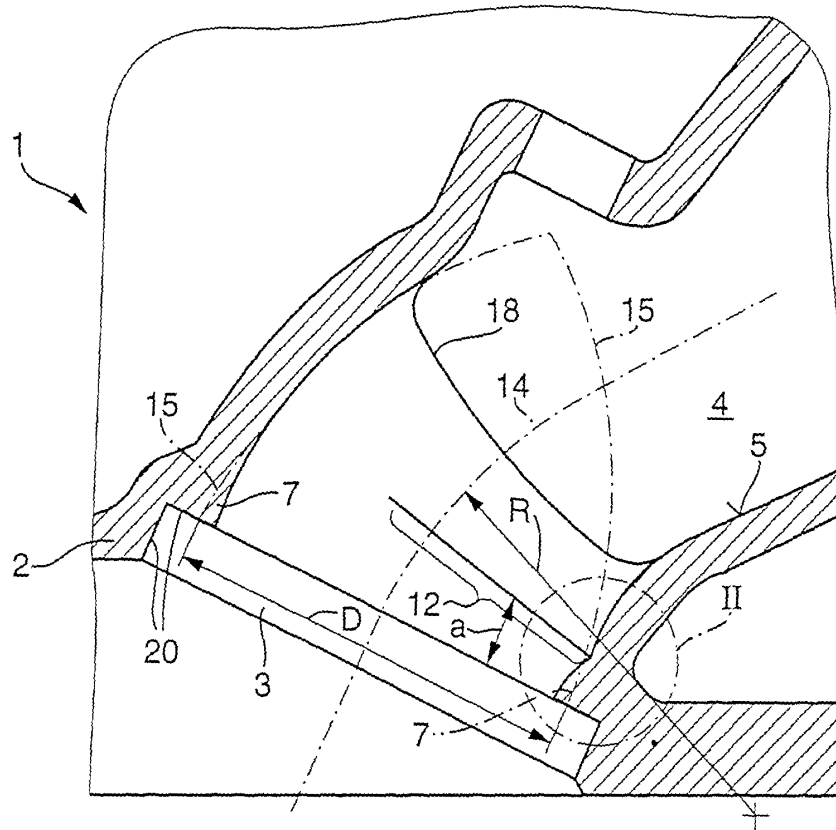


Fig. 2

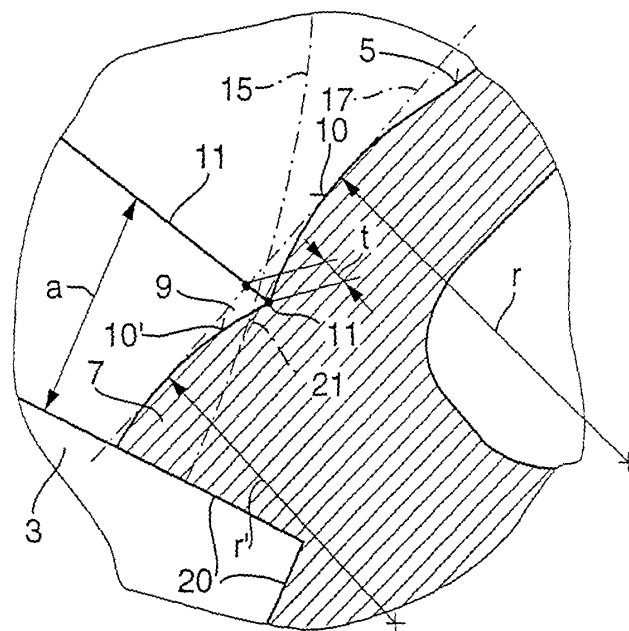


Fig. 3

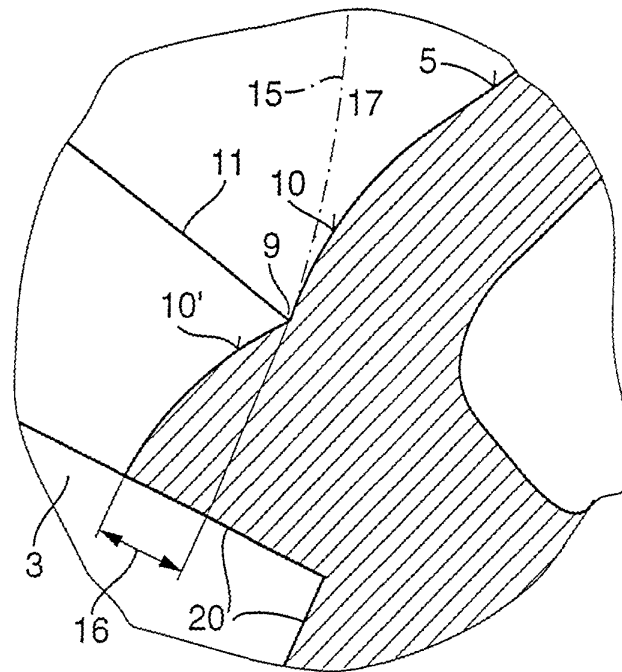
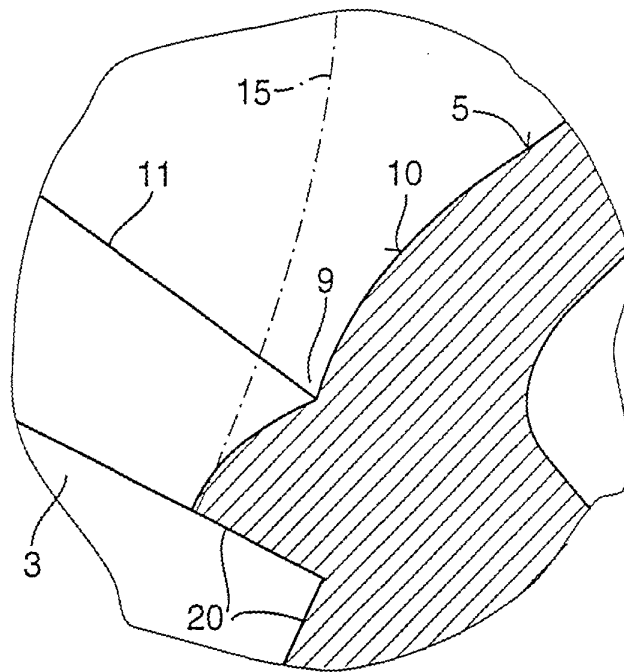


Fig. 4



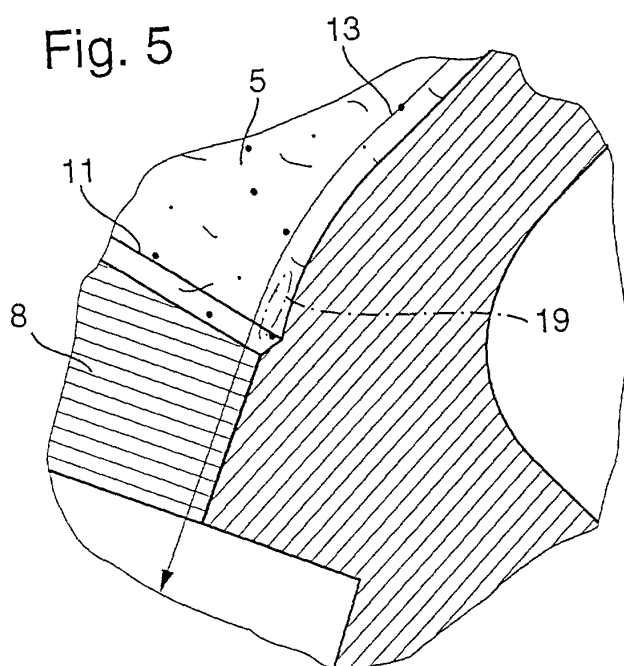


Fig. 6

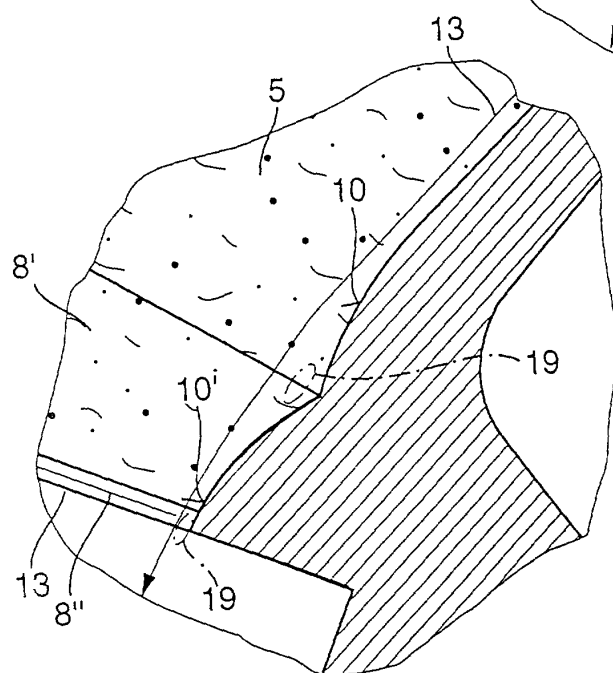
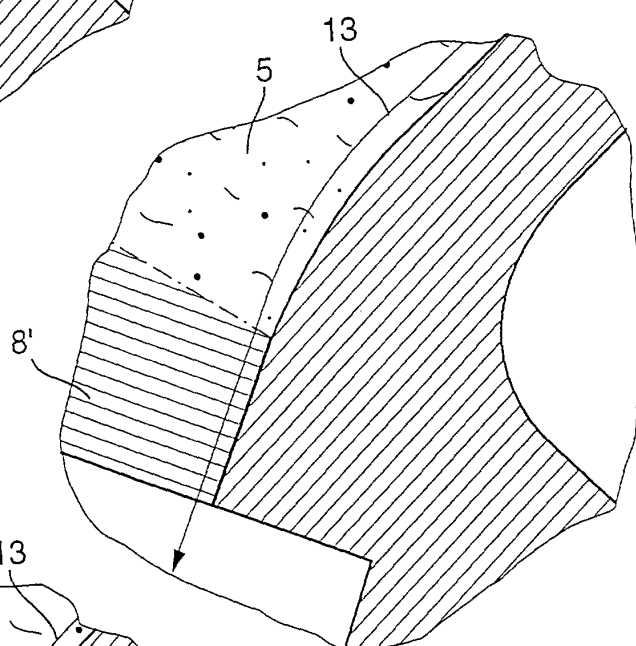


Fig. 7