

(12) NACH DEM VERTRAG ÜBER DIE INTERNATIONALE ZUSAMMENARBEIT AUF DEM GEBIET DES PATENTWESENS (PCT) VERÖFFENTLICHTE INTERNATIONALE ANMELDUNG

(19) Weltorganisation für geistiges Eigentum
Internationales Büro



(43) Internationales Veröffentlichungsdatum
9. November 2006 (09.11.2006)

PCT

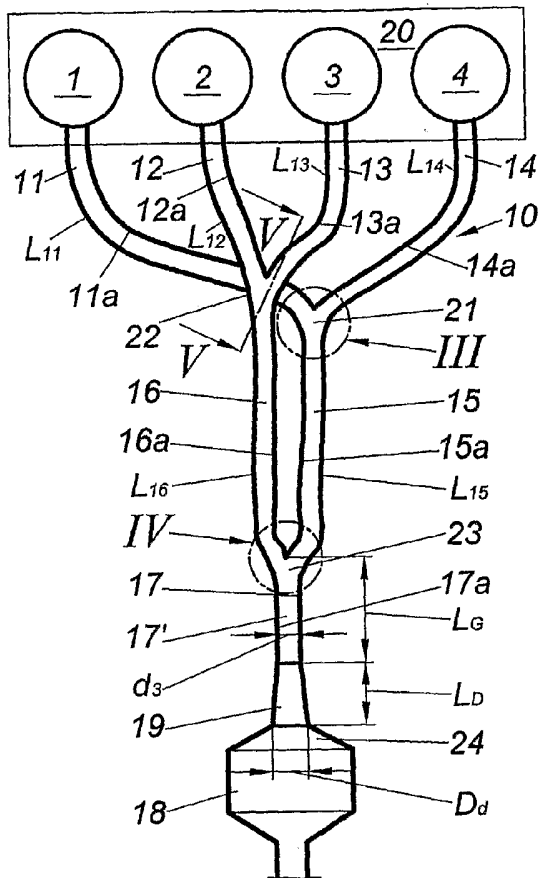
(10) Internationale Veröffentlichungsnummer
WO 2006/116788 A2

- | | |
|--|---|
| (51) Internationale Patentklassifikation:
<i>F01N 7/18</i> (2006.01) <i>F01N 7/10</i> (2006.01)
<i>F01N 7/08</i> (2006.01) | A 766/2005 3. Mai 2005 (03.05.2005) AT
A 796/2005 10. Mai 2005 (10.05.2005) AT
A 930/2005 31. Mai 2005 (31.05.2005) AT
A 1014/2005 16. Juni 2005 (16.06.2005) AT |
| (21) Internationales Aktenzeichen: PCT/AT2006/000182 | (71) Anmelder (für alle Bestimmungsstaaten mit Ausnahme von US): AVL LIST GMBH [AT/AT]; Hans-List-Platz 1, A-8020 Graz (AT). |
| (22) Internationales Anmeldedatum:
2. Mai 2006 (02.05.2006) | (72) Erfinder; und
(75) Erfinder/Anmelder (nur für US): KAPUS, Paul [AT/AT]; Waldweg 9, A-8111 Judendorf (AT). GLANZ, Reinhard [AT/AT]; St. Peter Hauptstrasse 33c/3, A-8042 Graz (AT). PÖSCHL, Robert [AT/AT]; Am Andritzbach 26c, A-8045 Graz-Andritz (AT). GRÖGER, Michael [AT/AT]; Sportplatzstrasse 47, A-8712 Proleb (AT). BREINESBERGER, |
| (25) Einreichungssprache: Deutsch | |
| (26) Veröffentlichungssprache: Deutsch | |
| (30) Angaben zur Priorität:
A 768/2005 3. Mai 2005 (03.05.2005) AT
A 767/2005 3. Mai 2005 (03.05.2005) AT | |

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

(54) Title: EXHAUST SYSTEM FOR AN INTERNAL COMBUSTION ENGINE

(54) Bezeichnung: ABGASSYSTEM FÜR EINE BRENNKRAFTMASCHINE



(57) Abstract: The invention relates to an exhaust system (10) for an internal combustion engine (20) comprising a number of cylinders (1, 2, 3, 4) with a preferably one-piece exhaust pipe assembly with at least one first exhaust pipe (11, 12, 13, 14) per cylinder (1, 2, 3, 4). Two first exhaust pipes (11, 14; 12, 13) of both cylinders (1, 2, 3, 4), which do not immediately follow one another in the firing order, lead into a second exhaust pipe (15, 16), and two second exhaust pipes (15, 16) lead into a common manifold (17). The invention provides that, in the opening area (21, 22, 23) of both first and/or second exhaust pipes (11, 14; 12, 13; 15, 16), the uniting first and second exhaust pipes (11, 14; 12, 13; 15, 16) span an angle (α_1, α_2) $\leq 30^\circ$, preferably $\leq 20^\circ$, said angle (α_1, α_2) being spanned by the tangents (t_1, t_2, t_3, t_4) at reference points (P_1, P_2, P_3, P_4) of the inner wall (11a, 14a; 12a, 13a; 15a, 16a) of the exhaust pipes (11, 14; 12, 13; 15, 16). These reference points (P_1, P_2, P_3, P_4) are defined by an amount (a_1, a_2), which is approximately half the diameter (d_1, d_2) of the first and second exhaust pipe (11, 14; 12, 13; 15, 16), upstream from a first points of intersection (S_1, S_2) of both tangents (t_1, t_2, t_3, t_4).

(57) Zusammenfassung: Die Erfindung betrifft ein Abgassystem (10) für eine Brennkraftmaschine (20) mit mehreren Zylindern (1, 2, 3, 4), mit einer vorzugsweise einstückigen Abgasrohranordnung mit pro Zylinder (1, 2, 3, 4) zumindest einem ersten Abgasrohr (11, 12, 13, 14), wobei jeweils zwei erste Abgasrohre (11, 14; 12, 13) zweier in der Zündfolge nicht unmittelbar aufeinanderfolgender Zylinder (1, 2, 3, 4) in jeweils ein zweites Abgasrohr (15, 16) münden, und wobei jeweils zwei zweite Abgasrohre (15, 16) in ein gemeinsames Sammelrohr (17) münden. Es wird vorgeschlagen, dass im Mündungsbereich (21, 22, 23) der beiden ersten und/oder zweiten Abgasrohre (11, 14; 12, 13; 15, 16) die zusammenführenden ersten bzw. zweiten Abgasrohre (11, 14; 12, 13; 15, 16) einen Winkel (α_1, α_2) $\leq 30^\circ$, vorzugsweise $\leq 20^\circ$, aufspannen, wobei der Winkel ($\alpha_1,$

α_2) durch die Tangenten (t_1, t_2, t_3, t_4) in Referenzpunkten (P_1, P_2, P_3, P_4)

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

WO 2006/116788 A2



Burkhardt [AT/AT]; Ottensheimerstrasse 72, A-4040 Linz (AT).

(74) **Anwalt: BABELUK, Michael;** Mariahilfer Gürtel 39/17, A-1150 Wien (AT).

(81) **Bestimmungsstaaten** (*soweit nicht anders angegeben, für jede verfügbare nationale Schutzrechtsart*): AE, AG, AL, AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KM, KN, KP, KR, KZ, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LV, LY, MA, MD, MG, MK, MN, MW, MX, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PG, PH, PL, PT, RO, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, SY, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, YU, ZA, ZM, ZW.

(84) **Bestimmungsstaaten** (*soweit nicht anders angegeben, für jede verfügbare regionale Schutzrechtsart*): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LS, MW, MZ, NA, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), eurasisches (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), europäisches (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, NL, PL, PT, RO, SE, SI, SK, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

Veröffentlicht:

— *ohne internationalen Recherchenbericht und erneut zu veröffentlichen nach Erhalt des Berichts*

Zur Erklärung der Zweibuchstaben-Codes und der anderen Abkürzungen wird auf die Erklärungen ("Guidance Notes on Codes and Abbreviations") am Anfang jeder regulären Ausgabe der PCT-Gazette verwiesen.

der Innenwand (11a, 14a; 12a, 13a; 15a, 16a) der Abgasrohre (11, 14; 12, 13; 15, 16) aufgespannt ist, welche Referenzpunkte (P₁, P₂, P₃, P₄) um einen etwa dem halben Durchmesser (d₁, d₂) des ersten bzw. zweiten Abgasrohres (11, 14; 12, 13; 15, 16) entsprechenden Betrag (a₁, a₂) stromaufwärts eines ersten Schnittpunktes (S₁, S₂) der beiden Tangenten (t₁, t₂, t₃, t₄) definiert sind.

Abgassystem für eine Brennkraftmaschine

Die Erfindung betrifft ein Abgassystem für eine Brennkraftmaschine mit mehreren Zylindern, mit einer vorzugsweise einstückigen Abgasrohranordnung mit pro Zylinder zumindest einem ersten Abgasrohr, wobei jeweils zwei erste Abgasrohre zweier in der Zündfolge nicht unmittelbar aufeinanderfolgender Zylinder in jeweils ein zweites Abgasrohr mündet, und wobei jeweils zwei zweite Abgasrohre in ein gemeinsames Sammelrohr münden. Weiters betrifft die Erfindung einen Zylinderkopf einer Brennkraftmaschine mit mehreren vorzugsweise in Reihen angeordneten Zylindern, mit einer Einlasskanalanordnung und einer Auslasskanalanordnung für zumindest zwei Einlassventile und zumindest zwei Auslasskanäle pro Zylinder, wobei zu jeweils einem Einlassventil zumindest ein Einlasskanal führt. Die Erfindung betrifft auch einen Zylinderkopf für eine flüssigkeitsgekühlte Brennkraftmaschine, mit einer Kühlraumanordnung mit zumindest einem Kühlraum, welcher über zumindest zwei an einer Längsseite angeordnete Kühlmittelwege pro Zylinder über jeweils einer Übertrittsöffnung in der Zylinderkopfdichtfläche mit einem Kühlmittelmantel eines an den Zylinderkopf anschließbaren Zylinderblockes strömungsverbindbar ist, wobei ein erster und zweiter Kühlmittelweg an verschiedenen Seiten einer Zylinderachse beinhaltenden Motorquerebene angeordnet sind. Die Erfindung betrifft ferner einen Zylinderkopf für eine Brennkraftmaschine mit mehreren Zylindern, mit zumindest einem für mehrere Zylinder durchgehenden im Wesentlichen in Querrichtung durchströmten Kühlraum, wobei im Bereich zumindest einer mittig zwischen zwei benachbarten Zylindern angeordneten Motorquerebene zumindest eine den Kühlraum zumindest überwiegend parallel zu einer Zylinderachse durchdringende Querrippe angeordnet ist. Weiters betrifft die Erfindung einen Einlasssammler für eine Brennkraftmaschine mit zumindest zwei Zylindern, mit zumindest einem vorzugsweise einstückigen Gehäuse, welches einen gemeinsamen Sammelraum ausbildet, von welchem zu den Zylindern führende Einlasskanalteilstücke ausgehen, wobei zumindest eine Gruppe von Einlasskanalteilstücken durch Klappen schaltbar ausgeführt ist und wobei mehrere, vorzugsweise alle Klappen durch eine gemeinsame Klappenwelle betätigbar sind. Schließlich betrifft die Erfindung auch eine Spanneinrichtung für ein mit einem Aggregat verbundenes Zugmittel, insbesondere einen Riemen, wobei das Zugmittel durch Schwenken des Aggregates gespannt werden kann und das Aggregat in dieser Position über einen sich an einer Konsole abstützenden Schraubbolzen einer Schraubverbindung fixiert werden kann, wobei die Schraubverbindung an einem Flansch des Aggregates angreift.

Aus der EP 1 387 052 A1 ist ein Abgassystem der eingangs genannten Art bekannt. Die Strömungsmittellinien zweier zusammenführender Rohre weisen dabei einen Winkel auf, der kleiner oder gleich 20° ist. Allerdings sind die Rohrrinnen-seiten stromaufwärts der Mündungszunge so geformt, dass es zu Verwirbelungen im Mündungsbereich kommt. Dadurch wird das dynamische Verhalten der Abgasströmung empfindlich gestört, wodurch es zu Leistungseinbußen kommen kann. Eine ähnliche Brennkraftmaschine ist aus der EP 1 342 890 A2 bekannt.

Weiters offenbart die JP 01012021 A ein Abgassystem mit einer asymmetrischen Abgasrohranordnung, wobei jeweils die Abgasrohre zweier Zylinder zusammengeführt sind und alle Abgasrohre sich in einen Sammelraum vereinen. Auch hier kommt es im Bereich der Mündungen zu starken Verwirbelungen und zu nachteiliger Beeinflussung der gasdynamischen Aktivität.

Durch Referenz werden in diese Anmeldung auch die Inhalte der EP 1 363 010 A1 und EP 1 362 996 A1 eingeschlossen.

Es ist bekannt, die Einlasskanäle getrennt zwischen der Einlassflanschfläche und den Einlassventilen auszuführen. Es ist auch bekannt, für jeweils zwei Einlassventile eines Zylinders einen gemeinsamen Einlasskanal im Zylinderkopf vorzusehen, welcher sich erst im Bereich des Ventilraumes verzweigt. Weiters sind Zylinderköpfe mit zwei Einlassventilen pro Zylinder bekannt, zu welchen separate Einlasskanäle führen, wobei die Einlasskanäle im Bereich eines spiralförmig ausgebildeten Ventilraumes über eine Öffnung strömungsverbunden sind.

Die bekannten Anordnungen haben den Nachteil, dass ein großer Flanschflächenbereich beziehungsweise eine Vielzahl von Einlass- bzw. Auslassflanschen erforderlich ist. Dies erhöht den baulichen Raumbedarf und den Fertigungsaufwand.

Die DE 102 37 664 A1 offenbart einen Zylinderkopf mit zwei Einströmöffnungen für aus dem Zylinderblock einströmendes Kühlmittel. Zwischen den beiden Auslassventilen wird in Richtung des Zündkerzendomes ein Hauptkühlstrom geführt, während im jeweils linken und rechten Randbereich des Zylinderkopfraumes ein Nebenkühlstrom ausgebildet ist. Zusätzlich zu diesen Vorkehrungen wird durch einen von einem Kühlkanal im Bereich einer Motorquerebene erzeugter Kühlstrom Kühlmittel auf direktem Weg zu einer Heistelle im Zylinderkopfgehäuse geführt, die im Wandbereich des Brennraumes auf der Höhe des Zündkerzendomes ausgebildet ist.

Die DE 102 56 178 A1 zeigt einen Wassermantel für einen Zylinderkopf, wobei der Wassermantel eine Engstelle aufweist, der an einem Unterpfad ausgebildet ist, um Kühlwasser, das durch einen Zentralpfad zwischen zwei Austrittsöffnungen geleitet wird, gleichmäßig fließen zu lassen, wodurch größtenteils der Ab-

schnitt zwischen Austrittsöffnungen, an dem ein Wärmestau auftritt, gleichmäßig gekühlt wird. Das Kühlmittel gelangt dabei über zwei Kühlmittelwege aus dem Zylinderblock in den Zylinderkopf.

Insbesondere bei Zylinderköpfen mit Querstromkühlung ist es bekannt, im Bereich einer Querebene zwischen den Zylindern zumindest eine Querrippe anzuordnen, um das Kühlmittel auf beide Zylinder aufzuteilen und eine Anströmung von Auslasskanälen benachbarter Zylinder zu bewirken.

In bestimmten Konfigurationen und Betriebsbereichen wäre allerdings eine spezifisch verstärkte Kühlung von thermisch hoch beanspruchten Bereichen des Zylinderkopfes erforderlich.

Aus der WO 2004/063551 A1 ist ein Einlasssammler der genannten Art bekannt. Die Gruppe von Einlasskanalteilstücken geht dabei von einer ersten Längsseite des Gehäuses des Einlasssammlers aus. Die Klappenwelle ist direkt im Gehäuse gelagert, wobei die Klappenwelle bei der Montage in einer Lagerbohrung des Gehäuses eingeschoben und danach die Klappen auf der Klappenwelle mit Befestigungsschrauben befestigt werden müssen. Daher ist der Montage- und Demontagevorgang der Klappen relativ arbeits- und zeitaufwändig. Auch die Herstellung der Tieflochbohrung für die Wellenlagerung ist relativ aufwändig. Für die Bearbeitung der Klappendichtflächen sind weiters separate Bearbeitungsöffnungen auf der den Klappen gegenüberliegenden Längsseiten des Einlasssammlers erforderlich.

Es ist bekannt, Zugmittel durch automatische Spanneinrichtungen vorzuspannen. Automatische Spanneinrichtungen sind allerdings relativ aufwändig und kostenintensiv und benötigen viel Bauraum.

Weiters ist es bekannt, Zugmittel, wie Riemen, durch Schwenken eines Aggregates, beispielsweise einer Lichtmaschine einer Brennkraftmaschine, manuell zu spannen. Die Lage des Aggregates wird durch eine Schraubverbindung manuell fixiert. Anschließend muss die Spannkraft mit einem eigenen Messgerät überprüft werden. Weiters ist es bekannt, als Montagehilfsmittel eine Feder mit vordefinierter Federkraft einzusetzen, welche durch Verschwenken des Aggregates die erforderliche Spannkraft des Zugmittels erzeugt. Nach Fixieren der Lage des Aggregates über die Schraubverbindung wird die Feder wieder entfernt. Nachteilig ist, dass dieses Montagespezialwerkzeug nicht immer zum Spannen des Zugmittels verfügbar ist. Insbesondere bei einem unvorhergesehenen Riemenwechsel kann die Riemenspannung nicht oder nur grob auf den vorhergesehenen Wert eingestellt werden.

Aufgabe der Erfindung ist es, ein Abgassystem zu schaffen, mit welchem eine verbesserte Abgasströmung erzielt werden kann. Eine zweite Aufgabe der Erfindung ist es, einen Zylinderkopf mit minimaler Anzahl an Anschlussflanschen zu entwickeln. Eine dritte Aufgabe der Erfindung ist es, eine gezielte Kühlung in temperaturkritischen Bereichen des Zylinderkopfes zu erreichen. Eine vierte Aufgabe der Erfindung ist es, eine ausreichende Kühlung von thermisch hoch beanspruchten Bereichen des Zylinderkopfes zu gewährleisten. Eine fünfte Aufgabe der Erfindung ist es, die Fertigung sowie die Montage des Einlasssammlers der genannten Art zu vereinfachen. Eine weitere Aufgabe der Erfindung ist es, auf möglichst einfache Weise die vorgesehene Spannung für ein Zugmittel einzustellen.

Erfindungsgemäß wird dies dadurch erreicht, dass im Mündungsbereich der beiden ersten und/oder zweiten Abgasrohre die zusammenführenden ersten bzw. zweiten Abgasrohre einen Winkel $\leq 30^\circ$, vorzugsweise $\leq 20^\circ$ aufspannen, wobei der Winkel durch die Tangenten in Referenzpunkten der Innenwand der Abgasrohre aufgespannt ist, welche Referenzpunkte um einen etwa dem halben Durchmesser des ersten bzw. zweiten Abgasrohres entsprechenden Betrag stromaufwärts eines ersten Schnittpunktes der beiden Tangenten definiert sind, und dass ein zweiter Schnittpunkt zumindest einer der beiden Tangenten mit der Wand des zweiten Abgasrohres bzw. des Sammelrohres sich um einen Betrag stromabwärts des ersten Schnittpunktes der beiden Tangenten befindet, welcher größer ist als der Durchmesser des zweiten Rohres bzw. des Sammelrohres.

Durch die definierte Kanalgestaltung wird ein unbehindertes Einströmen des Abgases aus dem ersten Abgasrohr in das zweite Abgasrohr bzw. das Sammelrohr bewirkt, so dass Strömungsverluste weitgehend vermieden werden können. Versuche haben gezeigt, dass die Effekte nur dann eintreten, wenn der Winkel $\leq 30^\circ$, vorzugsweise $\leq 20^\circ$ ist und der zweite Schnittpunkt zwischen der Tangente und den stromabwärtigen Teil der Kanalwand weiter von der Mündungszunge entfernt ist als der Durchmesser des Rohres stromabwärts der Mündung.

Der Durchmesser des Rohrabschnittes stromabwärts des jeweiligen Mündungsbereiches ist dabei um etwa 20% bis 30% größer als der Durchmesser zumindest eines einmündenden Rohres.

Die Längen der Abgasrohre können zwischen 250 mm und 450 mm, die Längen der zweiten Abgasrohre zwischen etwa 30 mm und 600 mm betragen.

Vorzugsweise ist vorgesehen, dass die Längen von zumindest zwei jeweils durch ein erstes und zweites Abgasrohr zwischen Zylindern und Sammelrohr von zumindest zwei Zylindern mit aufeinander folgender Zündfolge gebildeten Strö-

mungswegen etwa gleich sind und vorzugsweise zwischen etwa 350 mm und 850 mm, besonders vorzugsweise 650 mm bis 850 mm, betragen. Besonders vorteilhaft ist es dabei, wenn die Längen der Strömungswege durch ein erstes und zweites Abgasrohr für alle Zylinder zwischen Zylinder und Sammelrohr etwa gleich ist. In einer besonders bevorzugten Ausführung ist vorgesehen, dass die Summe der Längen der Strömungswege von jeweils zwei Zylindern mit aufeinanderfolgender Zündfolge etwa gleich ist und vorzugsweise zwischen 700 mm und 1700 mm beträgt.

Auf diese Weise kann eine nachteilige Beeinflussung von Strömungen zu Folge der Zündfolge vermieden werden.

Vorzugsweise ist vorgesehen, dass die Summenlänge der Strömungswege aller Zylinder zwischen Zylinder und Sammelrohr gleich ist.

Um eine Strömungsberuhigung nach Einmünden ist das Sammelrohr zu erreichen, ist es vorteilhaft, wenn das Sammelrohr anschließend an den Mündungsbereich der zweiten Abgasrohre ein gerades Stück aufweist, dessen Länge vorzugsweise größer ist als der Durchmesser des Sammelrohres.

In weiterer Gestaltung der Erfindung ist vorgesehen, dass das Sammelrohr, vorzugsweise anschließend an das gerade Stück eine Abgasnachbehandlungseinrichtung aufweist, wobei zwischen dem geraden Stück und der Abgasnachbehandlungseinrichtung ein Einlauftrichter angeordnet sein kann. Strömungsablösungen können insbesondere vermieden werden, wenn dem geraden Abschnitt des Sammelrohres ein Diffusor folgt, dessen Länge mindestens dem doppelten Durchmesser des Sammelrohres entspricht. Zwischen Eintritt und Austritt vergrößert sich der Diffusordurchmesser vorzugsweise zumindest etwa um 20%. In einer bevorzugten Ausführung der Erfindung ist vorgesehen, dass zumindest in einem zweiten Abgasrohr und/oder im Sammelrohr mindestens ein flexibler Rohrabschnitt angeordnet ist, wobei besonders vorzugsweise in jedem zweiten Abgasrohr zumindest ein flexibler Rohrabschnitt angeordnet ist.

Insbesondere bei Konstruktionen mit eingeschränktem Bodenabstand ist es vorteilhaft, wenn zumindest ein erstes Abgasrohr und/oder zumindest ein zweites Abgasrohr schleifenartig gekrümmt ist und um ein Abgasrohr eines anderen Zylinder herum geführt ist.

Bei der Führung der Abgasrohre ist dabei insbesondere auf gerade Verschraubungen für die Befestigungen der Krümmerflansche am Zylinderkopf zu achten, so dass eine möglichst problemlose Montage und Demontage erfolgen kann.

Das erfindungsgemäße Abgassystem eignet sich in vorteilhafter Weise für eine Anwendung bei einem Fahrzeug mit einem Unterflur-Katalysator.

Eine minimale Anzahl an Anschlussflanschen lässt sich dadurch realisieren, dass die Kanalgeometrien der Einlasskanäle und/oder Auslasskanäle zumindest zweier benachbarter Zylinder bezüglich zumindest einer Motorquerebene zwischen den beiden Zylindern gespiegelt ausgebildet sind. Weiters kann vorgesehen sein, dass die Kanalgeometrien der Einlasskanäle und/oder Auslasskanäle zumindest zweier benachbarter Zylinder bezüglich zumindest einer Motorquerebene zwischen den beiden Zylindern gespiegelt ausgebildet sind.

Durch die Spiegelung der Kanalgeometrien können für benachbarte Zylinder die Kanäle in einen Flansch zusammengeführt werden. Vorzugsweise ist dabei vorgesehen, dass zumindest zwei Einlasskanäle, vorzugsweise genau zwei Einlasskanälen von Einlassventilen zweier benachbarter Zylinder von einem gemeinsamen Einlasskanalflansch ausgehen. Genau so ist es möglich, dass zumindest zwei Auslasskanäle von Auslassventilen zweier benachbarter Zylinder von einem gemeinsamen Auslassflansch ausgehen. Einlass- und Auslassflansche können im Bereich der Motorquerebene angeordnet sein. Dabei kann jeweils eine erste Motorquerebene einen ersten oder zweiten Einlassflansch und/oder einen Auslassflansch schneiden. Die zweite Motorquerebene schneidet nur einen zweiten Einlassflansch.

In einer besonders bevorzugten Ausführungsvariante der Erfindung ist vorgesehen, dass die Einlasskanäle der beiden Einlassventile jeweils eines Zylinders zwischen den Einlassflanschen und zumindest einem Ventilraum getrennt ausgebildet sind. Dies ermöglicht eine optimale Anordnung der Einlassspiralen und eine minimalen Anzahl an Einlassflanschen, wobei die Anzahl der Einlassflansche $z+1$ beträgt, wobei z die Zylinderanzahl ist.

Ist die Zylindergeometrie besonders beengend, können die erforderlichen Kanalquerschnitte dennoch erreicht werden, wenn zumindest zwei Einlasskanäle jeweils eines Zylinders im Bereich des vorzugsweise spiralförmig ausgebildeten Ventilraumes eines Einlassventils miteinander strömungsverbunden sind.

Die Strömungsverbindung der beiden Einlasskanäle im Bereich eines Ventilraumes hat zusätzlich den Vorteil, dass der Sandkern beim Gießvorgang der Einlasskanäle versteift werden kann.

In weiterer Ausbildung der Erfindung kann vorgesehen sein, dass ein gemeinsamer Auslasskanal von jeweils zwei Auslassventilen eines Zylinders ausgeht, wobei die gemeinsamen Auslasskanäle von jeweils zwei benachbarten Zylindern zu

einem gemeinsamen Auslassflansch führen, wobei vorzugsweise die Anzahl der Auslassflansche $z/2$ beträgt, wobei z die Anzahl der Zylinder ist.

Eine gezielte Abkühlung in temperaturkritischen Bereichen des Zylinderkopfes kann erreicht werden, wenn ein von einer dritten Überströmöffnung ausgehender dritter Kühlmittelweg zumindest teilweise im Bereich der Motorquerebene angeordnet ist und dass der dritte Kühlmittelweg getrennt vom ersten und zweiten Kühlmittelweg zu zumindest einem Teilkühlraum in einem thermisch beanspruchten Bereich des Zylinderkopfes führt.

Dabei kann vorgesehen sein, dass der Teilkühlraum einen zentralen Aufnahmeschacht für einen in den Brennraum mündenden Bauteil zumindest teilweise umgibt. Alternativ oder zusätzlich ist es möglich, dass der Teilkühlraum einen zentralen Aufnahmeschacht für einen in den Brennraum mündenden Bauteil zumindest teilweise umgibt.

Das Kühlmittel wird von der dritten Übertrittsöffnung aus dem Kühlmittelmantel des Zylinderblockes kommend über den dritten Kühlmittelweg direkt vom Wassermantel des Zylinderblockes in den Teilkühlraum im Bereich des Steges zwischen Ein- und Auslassventil und/oder im Bereich des Aufnahmeschafes für den zentralen Bauteil geführt. Dadurch ist es möglich, den thermisch kritischen Bereichen genau definierte Kühlmittelströme zuzuführen und eine ausreichende Wärmeabfuhr zu gewährleisten.

In einer vorteilhaften Ausführungsvariante kann vorgesehen sein, dass vom dritten Kühlmittelweg ein, vorzugsweise etwa parallel zur Zylinderachse angeordneter, zu einem oberen Teilkühlraum führender Steigkanal abzweigt. Der Steigkanal erleichtert die gusstechnische Herstellung der Kühlmittelwege durch Gießkerne und dient gleichzeitig als Entgasungskanal für das Kühlmittel. Weiters kann der Steigkanal dazu verwendet werden, um eine definierte Kühlmittelmenge gezielt in den oberen Kühlmittelteilraum zu leiten.

Die Höhe des dritten Kühlmittelweges beträgt mindestens das 0,5- bis 3-fache der Stärke des Feuerdeckes. Dadurch kann eine ausreichende Wärmeabfuhr aus thermisch kritischen Bereichen gewährleistet werden.

Eine weitere Verbesserung der Kühlleistung kann bewirkt werden, wenn der Querschnitt des dritten Kühlmittelweges in Strömungsrichtung des Kühlmittels abnimmt. Der Querschnitt kann im Bereich der Überströmöffnung vom Zylinderblock am größten sein, wobei vorzugsweise der dritte Kühlmittelweg im Bereich des Feuerdeckes vor Eintritt in den Teilkühlraum eine düsenartige Verengung aufweist. Die Verengung kann beispielsweise durch eine Ausbuchtung der Wand des dritten Kühlmittelweges, vorzugsweise an der Kanaldecke des Kühlmittelwe-

ges, gebildet sein. Durch die Verengung wird die Kühlmittelströmung beschleunigt und kann darüber hinaus gezielt auf eine heiße Stelle gerichtet werden.

Der Steigkanal kann stromaufwärts oder stromabwärts der Verengung angeordnet sein.

Im Rahmen der Erfindung kann weiters vorgesehen sein, dass der erste und/oder der zweite Kühlmittelweg über zumindest einen an einen Auslasskanal grenzenden Kühlbereich mit dem oberen Abschnitt der Kühlraumanordnung strömungsverbunden ist.

In Weiterführung der Erfindung kann vorgesehen sein, dass im Zylinderkopf zwei Kühlräume angeordnet sind, wobei der erste und/oder der zweite Kühlmittelweg in einen ersten Kühlraum und/oder der dritte Kühlmittelweg in einen zweiten Kühlraum mündet, wobei vorzugsweise der erste Kühlraum an das Feuerdeck grenzt und der zweite Kühlraum über dem ersten Kühlraum angeordnet ist. Durch erste und zweite Kühlmittelwege einerseits und den dritten Kühlmittelweg andererseits können die Kühlmittelströme gezielt auf den ersten und den zweiten Kühlraum aufgeteilt werden.

Vorzugsweise ist dabei vorgesehen, dass die Querrippe asymmetrisch bezüglich der Querebene ausgebildet und/oder angeordnet ist. Dadurch wird erreicht, dass die Kühlmittelströmung auf einer Seite der Querebene gedrosselt und auf der anderen Seite entdrosselt wird. Somit wird thermisch hoch beanspruchten Bereichen des einen Zylinders mehr Kühlmittel zugeführt, als dem benachbarten Zylinder.

Dabei kann vorgesehen sein, dass – in einem Schnitt normal zur Zylinderachse betrachtet – der Flächenschwerpunkt der Querrippe außerhalb der Querebene angeordnet ist. Alternativ oder zusätzlich kann auch vorgesehen sein, dass die Querrippe eine Längsmittlebene aufweist, bezüglich welcher die Querebene symmetrisch ausgebildet ist.

Querrippe selbst kann symmetrisch bezüglich einer durch den Flächenschwerpunkt verlaufenden Längsmittlebene ausgebildet sein. Zur Verminderung von Strömungswiderständen ist es vorteilhaft, wenn die Querrippe flügelprofilartig geformt ist.

Die Querebene kann durch zwischen zwei Zylindern angeordnete Zylinderkopfschrauben aufgespannt sein.

Zur Vereinfachung der Fertigung und Montage des Einlasssammlers ist vorgesehen, dass die Klappenwelle in zumindest einem fest mit dem Gehäuse verbind-

baren Lagerkörper gelagert ist, wobei vorzugsweise der Lagerkörper formschlüssig mit dem Gehäuse verbindbar ist. Besonders vorzugsweise ist vorgesehen, dass der Lagerkörper im Bereich des Flansches der Einlasskanalteilstücke mit dem Gehäuse verbindbar ist.

Tieflochbohrungen für die Klappenwelle können vermieden werden, indem der Lagerkörper in eine vorzugsweise in das Gehäuse eingefräste Nut einsetzbar ist, wobei die Form des Lagerkörpers dem Profil der Nut angepasst ist. Ein exakter Formschluss kann ermöglicht werden, wenn die Nut ein im Wesentlichen konisches Profil aufweist.

Vorteilhafter Weise ist vorgesehen, dass sich die Nut – die Einlasskanalteilstücke der Gruppe querend – in Längsrichtung des Flansches erstreckt.

Um eine rasche und lagerichtige Positionierung zu ermöglichen, ist es vorteilhaft, wenn die lagerichtige Position des Lagerkörpers in der Nut durch eine einen Formschluss bildende Zentriereinrichtung definiert ist, wobei vorzugsweise die Zentriereinrichtung durch einen Vorsprung des Lagerkörpers oder des Gehäuses gebildet ist, welcher mit einer entsprechend geformte Ausnehmung des Gehäuses bzw. des Lagerkörpers zusammenwirkt.

Um die Fertigung zu vereinfachen, ist es günstig, eine Vielzahl von Lagerkörpern vorzusehen. Besonders vorteilhaft ist es, wenn die Klappenwelle beidseits jeder Klappe in jeweils einem Lagerkörper gelagert ist. Dies ermöglicht eine spannungsfreie Lagerung der Klappenwelle.

Die Lagerkörper werden vorteilhafter Weise durch Kunststoffeileteile gebildet. Das Gehäuse des Einlasssammlers kann aus Leichtmetall, insbesondere aus Aluminium oder einer Aluminiumlegierung bestehen.

Eine besonders einfache Montage und Demontage des Einlasssammlers kann realisiert werden, wenn die Klappen, Lagerkörper und Klappenwelle zu einer Vormontagegruppe zusammengefasst sind. Da die Klappen direkt im Bereich des Flansches angeordnet sind, können die Klappendichtflächen besonders einfach von der Seite des Flansches her bearbeitet werden.

Der erfindungsgemäße Einlasssammler zeichnet sich durch besonders einfache Herstellung und rasche Montage- und Demontagevorgänge aus, wobei insbesondere Tieflochbohrungen für die Wellenlagerung und Zwischenflansche vermieden werden können.

Zur Vereinfachung der Einstellung der Spannung für das Zugmittel ist es vorteilhaft, wenn die Spanneinrichtung zumindest ein, vorzugsweise durch eine Schrau-

benfeder gebildetes, Vorspannelement aufweist, welches eine vordefinierte Spannkraft auf das Aggregat in Spannrichtung ausübt, wobei das Vorspannelement an einer am Schraubbolzen der Schraubverbindung befestigten Spannmutter abgestützt ist.

Vorzugsweise ist dabei vorgesehen, dass die Spannmutter als Spannhülse ausgebildet ist.

Spezialwerkzeuge zur Einstellung der Spannung des Zugmittels und Messgeräte können weitgehend entfallen, wenn die Spannmutter einen mit einer ersten Flanschfläche des Flansches zusammenwirkenden Anschlag aufweist, welcher die maximale Vorspannkraft des Spannelementes definiert.

Durch das Vorspannelement wird das Aggregat, beispielsweise eine Lichtmaschine, in Spannrichtung gegen das Zugmittel gedrückt. Die Spannmutter wird dabei so weit angezogen, bis der Anschlag fast auf der ersten Flanschfläche zu liegen kommt. Dadurch wirkt auf das Aggregat die vorgesehene Spannkraft durch das Vorspannelement ein. Eine Fixierung des Aggregates in dieser Spannstellung kann in einfacher Weise dadurch erfolgen, dass die Schraubverbindung eine Kontermutter aufweist, welche an einer der ersten Flanschfläche abgewandten zweiten Flanschfläche des Flansches angreift. Durch die Kontermutter wird der Flansch gegen die Spannmutter gedrückt und dadurch die Lage des Aggregates mit der richtigen vordefinierten Spannung des Zugmittels fixiert.

Die Erfindung wird im Folgenden anhand der Figuren näher erläutert. Es zeigen schematisch:

- Fig.1 ein erfindungsgemäßes Abgassystem in einer ersten Ausführungsvariante;
- Fig.2 ein erfindungsgemäßes Abgassystem in einer zweiten Ausführungsvariante;
- Fig. 3 das Detail III aus Fig. 1;
- Fig. 4 das Detail IV aus Fig. 1;
- Fig. 5 die Abgasrohranordnung in einem Schnitt gemäß der Linie V-V in Fig. 1;
- Fig. 6 die Abgasrohranordnung in einer Ansicht;
- Fig. 7 die Abgasrohranordnung in einer Draufsicht;

- Fig. 8 ein erstes Einbaubeispiel für die Abgasrohranordnung;
- Fig. 9 ein zweites Einbaubeispiel für die Abgasrohranordnung;
- Fig. 10 eine Kanalanordnung eines erfindungsgemäßen Zylinderkopfes in einer ersten Ausführungsvariante;
- Fig. 11 eine Kanalanordnung eines erfindungsgemäßen Zylinderkopfes in einer zweiten Ausführungsvariante;
- Fig. 12 eine Kühlkanalkernanordnung eines erfindungsgemäßen Zylinderkopfes in einer Schrägansicht;
- Fig. 13 die Kühlkanalkernanordnung in einem Schnitt in einer Querebene gemäß der Linie XIII-XIII in Fig. 12;
- Fig. 14 die Kühlkanalkernanordnung in einer Ansicht von der Seite der Zylinderkopfdichtebene;
- Fig. 15 einen erfindungsgemäßen Zylinderkopf in einem Schnitt gemäß der Linie XV-XV in Fig. 12 oder Fig. 14;
- Fig. 16 eine Kühlraumanordnung eines erfindungsgemäßen Zylinderkopfes in einem Schnitt gemäß der Linie XVI-XVI in Fig. 17;
- Fig. 17 diese Kühlraumanordnung in einem Schnitt gemäß der Linie XVII-XVII in Fig. 16;
- Fig. 18 ein Kühlraumanordnung in einer anderen Ausführungsvariante;
- Fig. 19 eine Schrägansicht des erfindungsgemäßen Einlasssammlers;
- Fig. 20 den Einlasssammler in einer Seitenansicht;
- Fig. 21 den Einlasssammler in einem Schnitt gemäß der Linie XXI-XXI in Fig. 20; und
- Fig. 22 eine Spanneinrichtung für ein Zugmittel.

Funktionsgleiche Teile sind in den Ausführungsvarianten mit gleichen Bezugszeichen versehen.

Ein Abgassystem 10 für eine Brennkraftmaschine 20 weist eine Abgasrohranordnung mit zumindest einem ersten Abgasrohr 11, 12, 13, 14 pro Zylinder 1, 2, 3, 4 auf. Die Zündfolge der Zylinder ist beispielsweise 1-3-4-2. Jeweils zwei Zylinder 1, 4 bzw. 2, 3, welche in der Zündfolge nicht unmittelbar aufeinander folgen,

münden jeweils in ein zweites Abgasrohr 15, 16. Die zweiten Abgasrohre 15, 16 vereinigen sich in weiterer Folge in einem gemeinsamen Sammelrohr 17. Stromabwärts des Sammelrohres 17 ist ein Katalysator 18 angeordnet.

Im jeweiligen Mündungsbereich 21, 22 bzw. 23 weisen die einmündenden ersten bzw. zweiten Abgasrohre 11, 14; 12, 13; 15, 16 jeweils einen Winkel α_1, α_2 von maximal 30° zueinander auf, wobei der Winkel α_1, α_2 durch die Tangenten t_1, t_2 bzw. t_3, t_4 in Referenzpunkten P_1, P_2 bzw. P_3, P_4 der jeweiligen Innenwand 11a, 12a, 13a, 14a bzw. 15a, 16a des jeweiligen Abgasrohres 11, 12, 13, 14 bzw. 15, 16 definiert ist. Die Referenzpunkte P_1, P_2 bzw. P_3, P_4 sind dabei von einem ersten Schnittpunkt S_1 bzw. S_3 um einen – in Richtung der Strömungsachse x_1 bzw. x_2 des stromabwärtigen gemeinsamen zweiten Abgasrohres 15, 16 bzw. Sammelrohres 17 gemessen – beabstandet. Der Abstand a_1 bzw. a_2 beträgt dabei den halben Durchmesser d_1 bzw. d_2 , der in den Mündungsbereich 21, 22 bzw. 23 einmündenden ersten bzw. zweiten Abgasrohre 11, 14; 12, 13 bzw. 15, 16, wie in Fig. 3 bzw. 4 gezeigt ist.

Zumindest ein zweiter Schnittpunkt S_2 bzw. S_4 einer Tangente t_2 bzw. t_3 mit der Innenwand 15a des gemeinsamen zweiten Abgasrohres 15 bzw. der Innenwand 17a des Sammelrohres 17 liegt um einen Betrag b_1 bzw. b_2 stromabwärts des Schnittpunktes S_1 bzw. S_3 , welcher größer ist als der Durchmesser d_2 bzw. d_3 des gemeinsamen zweiten Abgasrohres 15 bzw. 17. Der Durchmesser d_2 bzw. d_3 des gemeinsamen zweiten Abgasrohres bzw. des Sammelrohres 17 ist 20% bis 30% größer als der Durchmesser d_1 bzw. d_2 der einmündenden ersten bzw. zweiten Abgasrohre 11, 14, 12, 13 bzw. 15, 16.

Die Länge der ersten Abgasrohre 11, 12, 13, 14 ist mit $L_{11}, L_{12}, L_{13}, L_{14}$ bezeichnet, die Länge der zweiten Abgasrohre 15, 16 mit L_{15} und L_{16} . Um eine gleiche Lauflänge der Abgaswellen jedes Zylinders 1, 2, 3, 4 zu erhalten, ist die Summenlänge $L_{11} + L_{15}, L_{13} + L_{16}, L_{14} + L_{16}, L_{12} + L_{16}$ der Strömungswege des ersten und zweiten Abgasrohres 11, 15; 13, 16; 14, 15; 12, 16 zumindest zweier aufeinander folgender Zylinder 1, 3, 4, 2 gleich.

Um gleiche Summenlängen für die Rohrabschnitte der Zylinder 1, 2, 3, 4 zu erhalten, kann vorgesehen sein, dass zumindest ein erstes Abgasrohr 12, 13 und/oder ein zweites Abgasrohr 16 bogenartig gekrümmt ist, wobei vorteilhafter Weise das erste oder zweite Abgasrohr 12, 13, 16 um ein anderes erstes oder zweites Abgasrohr 11, 15 herumgeführt werden kann, wie in Fig. 5 angedeutet ist. Eine schleifenartige Führung nach oben ist insbesondere dann von Vorteil, wenn fahrzeugbedingt ein eingeschränkter Bodenabstand zur Verfügung steht.

Insbesondere bei bogenartigen Führungen von Abgasrohren 11, 12, 13, 14 muss der unbehinderte gerade Zugang eines Werkzeuges mit dem Durchmesser des Werkzeuges und der zugehörige Freigang zur Montage und Demontage gewährleistet sein. Es muss also ein zylinderförmiger Freigang vor jeder Befestigungsschraube vorliegen.

Stromabwärts der Vereinigung der zweiten Abgasrohre 15, 16 schließt an den Mündungsbereich 23 ein gerades Rohrstück 17' des Sammelrohres 17 mit der Länge L_G an, wobei die Länge L_G größer ist als der Durchmesser d_3 des gemeinsamen Sammelrohres 17. Sie kann beispielsweise 20 mm betragen.

An das gerade Rohrstück 17' kann ein Diffusor 19 angeschlossen sein, dessen Länge L_D mindestens das Zweifache des Durchmessers d_3 des Sammelrohres 17 beträgt. Der Durchmesser D_d des Diffusoraustrittes ist um etwa 20% größer als der Durchmesser d_3 des Diffusoreintrittes. Zusätzlich oder statt dem Diffusor 19 kann zwischen Sammelrohr 17 und dem Katalysator 18 ein Einlauftrichter 24 angeordnet sein. Der strömungsmäßige Abstand des Katalysators 18 zum Zylinderkopfflansch der Brennkraftmaschine 20 beträgt beispielsweise 300 mm bis 500 mm.

Fig. 2 zeigt eine Ausführungsvariante der Erfindung, wobei in den zweiten Abgasrohren 15, 16 ein flexibler Rohrabschnitt 25, 26 angeordnet ist. Verglichen mit einem flexiblen Rohrabschnitt im Sammelrohr 17 hat diese Anordnung den Vorteil, dass der Katalysator 18 näher an den Mündungsbereich 23 herangeführt werden kann.

Wie in Fig. 8 und Fig. 9 gezeigt ist, kann das Abgassystem 10 mit einem als sogenannten Unterflur-Katalysator ausgeführten Katalysator 18 in einem Fahrzeug 30 eingebaut sein. An die beispielsweise direkteinspritzende Brennkraftmaschine sind an der Vorder- oder Hinterseite die ersten Abgasrohre 11, 12, 13, 14 angeschlossen und münden in die zweiten Abgasrohre 15, 16. Die Summe der Längen L_{11} und L_{15} kann beispielsweise zwischen 650 mm und 850 mm betragen. Danach folgt ein kurzes gerades Stück, das Sammelrohr 17 und danach der Katalysator 18. In den zweiten Abgasrohren 15, 16 ist jeweils ein flexibler Rohrabschnitt 25, 26 angeordnet. Die in Fig. 9 gezeigte Ausführung mit den Abgasrohren auf der Spritzwandseite des Fahrzeuges hat den Vorteil, dass mit den kurzen Rohrlängen, die für die Gasdynamik nötig sind, ein Unterflur-Katalysator realisierbar ist, ohne dass zusätzliche unter der Brennkraftmaschine hindurchführende Rohrlängen benötigt werden.

Der Gegenstand der vorliegenden Anmeldung kann besonders vorteilhaft in Kombination mit einem aus der EP 1 362 996 A1 bekannten Kolben und/oder einem aus der EP 1 363 010 A1 bekannten Verfahren angewendet werden.

Der Zylinderkopf 110 weist mehrere in Reihe nebeneinander angeordnete Zylinder 101, 102, 103, 104, mit jeweils zwei Einlassventilen 105, 106 und jeweils zwei Auslassventilen 107, 108 pro Zylinder 101, 102, 103, 104 auf. Zu jedem Einlassventil 105, 106 führt ein Einlasskanal 105a, 106a, von jedem Auslassventil 107, 108 geht ein Auslassteilkanal 107a, 108a aus, wobei die Teilkanäle 107a, 108a pro Zylinder 101, 102, 103, 104 in einen gemeinsamen Auslasskanal 109 münden.

Das Ventilbild und die Einlasskanalanordnung 111, sowie die Auslasskanalanordnung 112 zumindest zweier benachbarter Zylinder 101, 102, 103, 104 ist jeweils um eine Motorquerebene 113a, 113b zwischen zwei Zylindern 101, 102, 103, 104 gespiegelt. Durch die Spiegelung der Kanalgeometrien können für benachbarte Zylinder 101, 102, 103, 104 jeweils die Einlasskanäle 105a, 106a und die Auslasskanäle 109 zweier benachbarter Zylinder 101, 102, 103, 104 in einen gemeinsamen Einlassflansch 114, 115 bzw. Auslassflansch 117 im Bereich der Motorquerebene 113a, 113b zusammengeführt werden. Die erste Motorquerebene 113a schneidet einen ersten Einlassflansch 114 und einen Auslassflansch 117. Die zweite Motorquerebene 113b schneidet nur einen zweiten Einlassflansch 115. Ausgenommen davon sind die äußeren Einlasskanäle 105a, der äußersten Zylinder 101, 104. Damit wird auf der Auslassseite A die Anzahl der Auslassflansche 117 gleich der halben Zylinderanzahl, nämlich $z/2$, wobei z die Anzahl der Zylinder 101, 102, 103, 104 bedeutet. Auf der Einlassseite E wird für eine optimale Spiralanordnung der Einlasskanäle 106a eine getrennte Führung der Zulaufteile der beiden zu den jeweils zwei Einlassventilen 105, 106 pro Zylinder 101, 102, 103, 104 gehenden Einlasskanälen 105a, 106a bevorzugt. Durch die symmetrische Anordnung wird die Anzahl der Einlassflansche 114, 115, 116 gleich dem Wert $z+1$, wobei z die Zylinderzahl bedeutet. Weiters kann bei der Herstellung des Zylinderkopfes 110 der Sandkern der Einlasskanäle 105a, 106a durch eine Strömungsverbindung 118 der beiden Einlasskanäle 105a, 106a im Bereich des Ventilraumes 106b versteift werden, wie in Fig. 10 dargestellt ist. Fig. 11 zeigt dagegen eine Anordnung, bei der die Einlasskanäle 105a, 106a völlig getrennt geführt sind.

Durch die beschriebene Einlass- und Auslasskanalanordnung 111, 112 kann die Anzahl der Anschlussflansche 114, 115, 116, 117 minimiert und der Zylinderkopf 110 sehr kompakt ausgeführt werden. Durch gegenseitige Abstützung der einzelnen Einlasskanäle 105a, 106a ergibt sich eine robuste Struktur. Darüber hinaus kann eine optimale Kanalführung für die Drallgenerierung erzielt werden.

Von den beiden Einlasskanälen 105a, 106a pro Zylinder 101, 102, 103, 104 ist der Einlasskanal 105a jeweils als Tangentialkanal und der Einlasskanal 6a als Spiralkanal ausgebildet.

Das Ventilbild kann – wie in den Ausführungsbeispielen gezeigt – verdreht oder aber auch parallel bezüglich den Motorlängs- oder –querebenen ausgebildet sein.

Die durch die Kühlkanalkernanordnung 240 gebildete Kühlraumanordnung 210 für einen Zylinderkopf 230 einer Brennkraftmaschine weist zumindest einen Kühlraum 210a auf, der erste, zweite und dritte Kühlmittelwege 201, 202, 203 und deren Durchtrittsöffnungen 204, 205, 206 mit einem nicht weiter dargestellten Wassermantel eines Zylinderblockes strömungsverbunden werden kann. Der erste und zweite Kühlmittelweg 201, 202 umströmt dabei nicht weiter dargestellte Auslassventile in einem äußeren Kühlbereich 207, 208. Ein Teil des Kühlmittels, z.B. 15% bis 20% der Kühlmittelmenge, kann über senkrechte Kühlbereiche 207a, 208a in einen oberen Teilkühlraum 209 strömen. Der Rest des Kühlmittels durchströmt den Zylinderkopf 230 in Querrichtung entlang des Feuerdeckes 222 zu jeweils einem Teilkühlraum zwischen zwei Zylindern und in weiterer Folge zur gegenüberliegenden Längsseite des Zylinderkopfes 230, wo die Ansammlung des Kühlmittels längs des Motors hin zu einem Hauptaustritt 231 erfolgt.

Die Kühlmittelströmung des dritten Kühlmittelweges 203 wird direkt zu einem Teilkühlraum 211 geführt, welcher sich im Ausführungsbeispiel einerseits in einen Stegbereich 212 zwischen Einlassventil und Auslassventil und andererseits in einen dem Feuerdeck benachbarten teilweise ringförmigen Bereich 213 um einen zentralen Aufnahmeschacht für eine Zündkerze oder eine Einspritzeinrichtung erstreckt. Der dritte Kühlmittelweg 203 ist im Wesentlichen im Bereich einer die Zylinderachse 214 beinhaltenden Motorquerebene 215 des Zylinderkopfes angeordnet. Vom dritten Kühlmittelweg 203 zweigt ein im Wesentlichen parallel zur Zylinderachse 214 ausgebildeter Steigkanal 216 ab und mündet in einen oberen Abschnitt 209 des Kühlraumes 210a. Die Kühlbereiche 207, 208; 207a, 208a, der obere Abschnitt 209, sowie der Steigkanal 216 umgeben damit die nicht weiter dargestellten Auslasskanäle, welche durch die Freiräume 217, 218 in den Figuren 12 und 14 erkennbar sind. Über den oberen Abschnitt 209 des Kühlraumes 210 sind die ersten, zweiten und dritten Kühlmittelwege 201, 202, 203 miteinander verbunden.

Fig. 13 zeigt eine Kerndarstellung der Kühlraumanordnung 210 in einem Schnitt in der Motorquerebene 215.

Die Höhe h des dritten Kühlmittelweges 203 beträgt das 0,5- bis 3-fache der Stärke s des Feuerdeckes 222 (Fig. 15)

Um das Kühlmittel gezielt auf heiße Stellen zu lenken, kann im Bereich der Kanaldecke 219 des dritten Kühlmittelweges 203 zumindest eine Ausbuchtung 220 vorgesehen sein, welche eine düsenartige Verengung 221 des Kühlmittelweges bildet, durch die die Geschwindigkeit des Kühlmittels erhöht und auf thermisch kritische Stellen umgelenkt wird.

Die Steigkanäle 216 dienen als Entgasungskanäle und als Strömungsverbindung zu dem oberen Teilkühlraum 209.

Die Erfindung wurde anhand eines Zylinderkopfes mit Querstromkühlung erläutert. Sie ist aber ebenso bei Zylinderköpfen mit Längsströmung anwendbar.

Die Figuren 16 bis 18 zeigen eine Kühlraumanordnung 310 mit einem für mehrere Zylinder durchgehenden Kühlraum 310a eines Zylinderkopfes 330 einer Brennkraftmaschine mit mehreren Zylindern A, B, C, D. Mittig zwischen jeweils zwei Zylindern A, B, C, D spannen jeweils zwei bezüglich der Zylinderachse 314 parallel angeordnete Zylinderkopfschrauben 331, 332 eine Motorquerebene 333 auf. Im Bereich der Motorquerebene 333 ist im Wasserraum 310a jeweils zwischen zwei Zylindern A, B, C, D eine Querrippe 334 angeordnet, welche das gemäß den Pfeilen 335 den Wasserraum 310a quer durchströmende Kühlmittel zu den Einlasskanalwänden 336, 337 beidseits der Querebene 333 benachbarter Zylinder A, B, C, D aufteilt. Die Querebene 333 steht normal zu einer durch die Zylinderachsen 314 aufgespannten Längsebene 333a.

Die Querrippe 334 ist dabei im Ausführungsbeispiel asymmetrisch und außermittig bezüglich der Querebene 333 angeordnet. Der Flächenschwerpunkt S der Querrippe 334 ist somit exzentrisch zur Querebene 333 vorgesehen. Die Exzentrizität ist mit e bezeichnet.

Die Querrippe 334 ist im Ausführungsbeispiel symmetrisch bezüglich einer Längsmittalebene 338 der Querrippe 334 ausgebildet. Es ist aber auch eine asymmetrische regelmäßige oder unregelmäßige Form der Querrippe 334 möglich. Insbesondere kann die Querrippe 334 ein strömungsgünstiges Profil, beispielsweise ein Flügelprofil, aufweisen.

Durch die außermittige und asymmetrische Positionierung der Querrippe 334 ist die lichte Weite a_1 zur Einlasskanalwand 336 auf einer Seite der Querebene 333 geringer als die lichte Weite a_2 zur Einlasskanalwand 337 auf der anderen Seite der Querebene 333. Dies bewirkt, dass der Kühlmittelstrom auf der einen Seite gedrosselt und auf der anderen Seite entdrosselt wird. Dadurch wird auf einer

Seite eine Erhöhung und auf der anderen Seite eine Verlangsamung der Kühlmittelgeschwindigkeit erreicht, wodurch die Kühlung den jeweiligen Gegebenheiten angepasst werden kann.

Insbesondere ist es auch möglich, durch Anstellen der Querrippe 334 eine Umlenkung der Strömung zu bewirken, wie in Fig. 18 gezeigt ist. Die Längsmittelsebene 338 der Querrippe 334 ist dabei unter einem Winkel $\alpha > 0$ zur Querebene 333 geneigt.

In den Figuren 19 bis 21 ist ein schaltbarer Einlasssammler 401 mit einem Gehäuse 402 für eine Brennkraftmaschine mit mehreren Zylindern dargestellt. Das einen für alle Zylinder gemeinsamen Sammelraum 403 umschließende Gehäuse 402 ist im Wesentlichen einteilig ausgeführt. Vom Sammelraum 403 gehen zu den nicht weiter dargestellten Zylindern führende Einlasskanalteilstücke 404 aus, welche integral mit dem Gehäuse 402 ausgeführt sind. Zumindest eine Gruppe von Einlasskanalteilstücken 404 ist schaltbar ausgeführt. Über einen Flansch 405 werden die Einlasskanalteilstücke 404 an einen nicht weiter dargestellten Zylinderkopf angeschlossen.

Im Bereich des Flansches 405 können in die Einlasskanalstücke 404 des Einlasssammlers 401 Klappen 406 angeordnet werden. Die Klappen 406 mehrerer Einlasskanalteilstücke 404 sind über eine gemeinsame Klappenwelle 407 betätigbar. Die Klappenwelle 407 ist im Wesentlichen keilförmig in Lagerkörpern 408 beidseits jeder Klappe 406 gelagert.

Im Bereich des Flansches 405 weist das Gehäuse 402 eine die Einlasskanalteilstücke 404 querende, längs zum Flansch 405 angeordnete, vorteilhafter Weise eingefräste Nut 409 zur Aufnahme der Lagerkörper 408 auf. Das Profil der Nut 409 ist im Wesentlichen konisch, wobei die Lagerkörper eine entsprechende reziproke Form aufweisen. Die Nut 409 nimmt alle Lagerkörper 408 auf.

Um die axiale Lage der Lagerteile 408 fixieren zu können, sind einen Formschluss bildende Zentriereinrichtungen 410 zwischen Lagerkörpern 408 und Nut 409 vorgesehen. Die Zentriereinrichtungen 410 werden im Ausführungsbeispiel jeweils durch einen Vorsprung 410a jedes Lagerkörpers 408 gebildet, welche in eine entsprechende Ausnehmung 410b der Nut 409 eingreift. Die Vorsprünge 410a können als am Lagerkörper 408 angegossene Nasen ausgebildet sein, die als Gegenstück Bohrungen im Gehäuse 402 aufweisen. Es können aber auch radiale Stege am Innendurchmesser der Lagerkörper 408 vorgesehen sein, die in Einstiche der Klappenwelle 407 eingreifen, um dadurch ein Positionieren der Lagerkörper 408 zu ermöglichen.

Die Klappen 406 können auf der Klappenwelle 407 vormontiert werden, eventuell sogar mittels einer geeigneten Vorrichtung aufgelötet oder verschweißt werden, wodurch aufwändige Bearbeitungen der Klappenwelle 407 (Schlitze für Klappeneinsatz oder Gewindebohrungen für Klappenbefestigung) entfallen können. In diesem Falle ist es von Vorteil, wenn die Lagerkörper 408 aus zwei oder mehreren Teilen zusammengebaut werden, um diese nach Anbringen der Klappen 406 auf der Klappenwelle 407 zu befestigen.

Klappen 406, Klappenwelle 407 und Lagerkörper 408 können in jedem Falle zu einer Vormontagegruppe 411 zusammengefasst und gemeinsam in das Gehäuse 402 des Einlasssammlers 401 eingesetzt werden. Die Lagerkörper 408 werden beispielsweise durch Kunststoffeinlege-teile gebildet. Die Abdichtung des Flansches 405 und des Lagerkörpers 408 gegenüber dem Zylinderkopf kann in bekannter Weise beispielsweise über eine Weichstoffdichtung erfolgen.

Die Figur 22 zeigt eine Spanneinrichtung 501 für ein Zugmittel 502, beispielsweise einen Riemen, welches auf eine Antriebsscheibe 503 eines Aggregates 504, beispielsweise eine Lichtmaschine, einwirkt. Das Zugmittel 502 wird zum Beispiel durch die nicht weiter dargestellte Kurbelwelle einer Brennkraftmaschine angetrieben. Das Aggregat 504 ist um eine nicht weiter dargestellte Achse schwenkbar ausgebildet, welche von der Drehachse der Antriebsscheibe 503 beabstandet ist. Das Spannen des Zugmittels 502 erfolgt durch Schwenken des Aggregates 504, in der durch Bezugszeichen 505 angedeuteten Richtung.

Die Spanneinrichtung 501 weist eine Schraubverbindung 506 mit einem Schraubbolzen 507, einer Spannmutter 508, ein Vorspannelement 509 und eine Kontermutter 510 auf. Der Schraubbolzen 507 stützt sich mit seinem ersten Ende 507a an einer Konsole 511 des Motors ab und ist im Bereich seines zweiten Endes 507b mit einem Flansch 512 des Aggregates 504 verbunden, wobei der Schraubbolzen 507 eine Bohrung 513 des Flansches 512 durchdringt. Die am Schraubbolzen 507 angreifende Spannmutter 508 ist im Ausführungsbeispiel als Spannhülse ausgebildet. Das durch eine Schraubenfeder mit definierter Federkennlinie gebildete Vorspannelement 509 ist zwischen der Spannmutter 508 und dem Flansch 512 angeordnet, wobei das Vorspannelement 509 durch die Spannmutter 508 gegen den Flansch 512 gepresst wird. Zum Einstellen der Spannung des Zugmittels 502 wird die Spannmutter 508 angezogen, wodurch das Vorspannelement 509 mit zunehmender Kraft gegen den Flansch 512 gepresst wird. Die Spannmutter 508 weist einen Anschlag 514 auf, welcher die maximale Vorspannkraft des Vorspannelementes 509 definiert. Die Spannmutter 508 wird soweit angezogen, bis der Anschlag 514 gerade auf der ersten Flanschfläche 515 des Flansches 512 aufliegt. Der mit dem Verdrehen der Spannmutter 508 in Vorspannrichtung abnehmende Abstand zwischen dem Anschlag 514 und der ersten

Flanschfläche 515 ist mit x bezeichnet. Das Aggregat 504 wird somit durch das Vorspannelement 509 mit der maximal zulässigen Kraft in Spannrichtung 505 gedrückt, wodurch die vordefinierte Spannung des Zugmittels 502 erreicht ist. In dieser Lage wird die Kontermutter 510 in Richtung der Spannmutter 508 angezogen, wobei die Kontermutter 510 auf eine der ersten Flanschfläche 515 abgewandte zweite Flanschfläche 516 einwirkt. Der Flansch 512 ist somit zwischen Spannmutter 508 und Kontermutter 510 fixiert.

Durch die beschriebene Spanneinrichtung 501 kann die vorgesehene Spannung des Zugmittels 502 ohne Spezialwerkzeug und ohne speziellem Messgerät eingestellt werden, so dass zum Beispiel ein Wechsel des Zugmittels 502 fernab einer Werkstätte mit geringem Aufwand und unter Einhaltung der vorgeschriebenen Spannung des Zugmittels 502 möglich ist.

P A T E N T A N S P R Ü C H E

1. Abgassystem (10) für eine Brennkraftmaschine (20) mit mehreren Zylindern (1, 2, 3, 4), mit einer vorzugsweise einstückigen Abgasrohranordnung mit pro Zylinder (1, 2, 3, 4) zumindest einem ersten Abgasrohr (11, 12, 13, 14), wobei jeweils zwei erste Abgasrohre (11, 14; 12, 13) zweier in der Zündfolge nicht unmittelbar aufeinanderfolgender Zylinder (1, 2, 3, 4) in jeweils ein zweites Abgasrohr (15, 16) münden, und wobei jeweils zwei zweite Abgasrohre (15, 16) in ein gemeinsames Sammelrohr (17) münden, **dadurch gekennzeichnet**, dass im Mündungsbereich (21, 22, 23) der beiden ersten und/oder zweiten Abgasrohre (11, 14; 12, 13; 15, 16) die zusammenführenden ersten bzw. zweiten Abgasrohre (11, 14; 12, 13; 15, 16) einen Winkel (α_1, α_2) $\leq 30^\circ$, vorzugsweise $\leq 20^\circ$, aufspannen, wobei der Winkel (α_1, α_2) durch die Tangenten (t_1, t_2, t_3, t_4) in Referenzpunkten (P_1, P_2, P_3, P_4) der Innenwand (11a, 14a; 12a, 13a; 15a, 16a) der Abgasrohre (11, 14; 12, 13; 15, 16) aufgespannt ist, welche Referenzpunkte (P_1, P_2, P_3, P_4) um einen etwa dem halben Durchmesser (d_1, d_2) des ersten bzw. zweiten Abgasrohres (11, 14; 12, 13; 15, 16) entsprechenden Betrag (a_1, a_2) stromaufwärts eines ersten Schnittpunktes (S_1, S_2) der beiden Tangenten (t_1, t_2, t_3, t_4) definiert sind, und dass ein zweiter Schnittpunkt (S_2, S_4) zumindest einer der beiden Tangenten (t_1, t_2, t_3, t_4) mit der Innenwand (15a, 16a; 17a) des zweiten Abgasrohres (15, 16) bzw. des Sammelrohres (17) sich um einen Betrag (b_1, b_2) stromabwärts des ersten Schnittpunktes (S_1, S_3) der beiden Tangenten (t_1, t_2, t_3, t_4) befindet, welcher größer ist als der Durchmesser (d_2, d_3) des zweiten Rohres (15, 16) bzw. des Sammelrohres (17).
2. Abgassystem (10) nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Durchmesser (d_2) des zweiten Abgasrohres (15, 16) etwa um 20% bis 30% größer ist als der Durchmesser (d_1) zumindest eines ersten Abgasrohres (11, 12, 13, 14).
3. Abgassystem (10) nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Durchmesser (d_3) des Sammelrohres (17) etwa um etwa 20% bis 30% größer ist als der Durchmesser (d_2) zumindest eines zweiten Abgasrohres (15, 16).
4. Abgassystem (10) nach einem der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Längen ($L_{11}, L_{12}, L_{13}, L_{14}$) der ersten Abgasrohre (11, 12, 13, 14) zwischen etwa 250 mm und 450 mm betragen.

5. Abgassystem (10) nach einem der Ansprüche 1 bis 4, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Längen (L_5 , L_6) der zweiten Abgasrohre (15, 16) zwischen etwa 30 mm und 600 mm betragen.
6. Abgassystem (10) nach einem der Ansprüche 1 bis 5, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Längen (L_{11} , L_{15} ; L_{12} , L_{16} ; L_{13} , L_{16} ; L_{14} , L_{15}) von zumindest zwei durch jeweils ein erstes und zweites Abgasrohr (11, 12, 13, 14, 15, 16) zwischen Zylindern (1, 2, 3, 4) und Sammelrohr (17) von zumindest zwei Zylindern (1, 2, 3, 4) mit aufeinander folgender Zündfolge gebildeten Strömungswegen etwa gleich sind und vorzugsweise zwischen etwa 350 mm und 850 mm, besonders vorzugsweise 650 mm bis 850 mm, betragen.
7. Abgassystem (10) nach Anspruch 6, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Längen (L_{11} , L_{15} ; L_{12} , L_{16} ; L_{13} , L_{16} ; L_{14} , L_{15}) der Strömungswege durch ein erstes und zweites Abgasrohr (11, 12, 13, 14, 15, 16) für alle Zylinder (1, 2, 3, 4) zwischen Zylinder (1, 2, 3, 4) und Sammelrohr (17) etwa gleich ist.
8. Abgassystem (10) nach einem der Ansprüche 1 bis 7, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Summe der Längen ($L_{11}+L_{15}+L_{13}+L_{16}$; $L_{14}+L_{15}+L_{12}+L_{16}$) der Strömungswege von jeweils zwei Zylindern (1, 2, 3, 4) mit aufeinanderfolgender Zündfolge etwa gleich ist und vorzugsweise zwischen 700 mm und 1700 mm beträgt.
9. Abgassystem (10) nach einem der Ansprüche 1 bis 8, **dadurch gekennzeichnet**, dass das Sammelrohr (17) anschließend an den Mündungsbereich (23) der zweiten Abgasrohre (15, 16) ein gerades Stück (17) aufweist, dessen Länge (L_G) vorzugsweise größer ist als der Durchmesser (d_3) des Sammelrohres (17).
10. Abgassystem (10) nach einem der Ansprüche 1 bis 9, **dadurch gekennzeichnet**, dass das Sammelrohr (17), vorzugsweise anschließend an das gerade Stück (17') eine Abgasnachbehandlungseinrichtung (18) aufweist, wobei vorzugsweise zwischen dem geraden Stück (17') und der Abgasnachbehandlungseinrichtung (18) ein Einlauftrichter (24) angeordnet ist.
11. Abgassystem (10) nach Anspruch 10, **dadurch gekennzeichnet**, dass an das gerade Stück (17') stromaufwärts der Abgasnachbehandlungseinrichtung ein Diffusor (19) anschließt, dessen Länge (L_D) vorzugsweise zumindest doppelt so groß ist wie der Durchmesser (d_3) des Sammelrohres (17).

12. Abgassystem (10) nach Anspruch 11, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Diffusor (19) einen Austrittsdurchmesser (D_d) aufweist, welcher zumindest um etwa 20% größer ist als der Durchmesser (d_3) des Sammelrohres (17).
13. Abgassystem (10) nach einem der Ansprüche 1 bis 12, **dadurch gekennzeichnet**, dass zumindest in einem zweiten Abgasrohr (15, 16) und/oder im Sammelrohr (17) mindestens ein flexibler Rohrabschnitt (25, 26) angeordnet ist.
14. Abgassystem (10) nach einem der Ansprüche 1 bis 13, **dadurch gekennzeichnet**, dass in jedem zweiten Abgasrohr (15, 16) zumindest ein flexibler Rohrabschnitt (25, 26) angeordnet ist.
15. Abgassystem (10) nach einem der Ansprüche 1 bis 14, **dadurch gekennzeichnet**, dass zumindest ein erstes und/oder zweites Abgasrohr (12, 13, 16) bogenförmig vorzugsweise nach oben gekrümmt und vorzugsweise um ein anderes erstes Abgasrohr (11) herumgeführt ist.
16. Abgassystem (10) nach einem der Ansprüche 1 bis 15, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Abgasnachbehandlungseinrichtung (18) in einer Position unterhalb des Bodens eines Fahrzeuges einbaubar ist und vorzugsweise durch einen Unterflur-Katalysator gebildet ist.
17. Fahrzeug mit einem Abgassystem (10) nach einem der Ansprüche 1 bis 16, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Abgasnachbehandlungseinrichtung (18) unterhalb des Bodens des Fahrzeuges (30) eingebaut ist.
18. Zylinderkopf (110) einer Brennkraftmaschine mit mehreren vorzugsweise in Reihe angeordneten Zylindern (101, 102, 103, 104), mit einer Einlasskanalanordnung (111) und einer Auslasskanalanordnung (112) für zumindest zwei Einlassventile (105, 106) und zumindest zwei Auslasskanäle (107, 108) pro Zylinder (101, 102, 103, 104), wobei zu jeweils einem Einlassventil (105, 106) zumindest ein Einlasskanal (105a, 106a) führt, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Kanalgeometrien der Einlasskanäle (105a, 106a) und/oder Auslasskanäle (107a, 108a) zumindest zweier benachbarter Zylinder (101, 102; 102, 103; 103, 104) bezüglich zumindest einer Motorquerebene (13a, 13b) zwischen den beiden Zylindern (101, 102; 102, 103; 103, 104) gespiegelt ausgebildet sind.
19. Zylinderkopf (110) nach Anspruch 18, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Kanalgeometrien der Einlasskanäle (105a, 106a) und/oder Auslasskanäle (107a, 108a) zumindest zweier Gruppen von Zylinder (101, 102; 103, 104)

bezüglich zumindest einer Motorquerebene (113b) zwischen den beiden Gruppen gespiegelt ausgebildet sind.

20. Zylinderkopf (110) nach Anspruch 18 oder 19, **dadurch gekennzeichnet**, dass zumindest zwei Einlasskanäle (105a, 106a), vorzugsweise genau zwei Einlasskanäle (105a, 106a) von Einlassventilen (105, 106) zweier benachbarter Zylinder (101, 102; 102, 103; 103, 104) von einem gemeinsamen Einlasskanalflansch (114, 115) ausgehen, welcher vorzugsweise im Bereich einer ersten oder zweiten Motorquerebene (113a, 113b) angeordnet ist.
21. Zylinderkopf nach Anspruch 20, **dadurch gekennzeichnet**, dass die erste oder zweite Motorquerebene (113a, 113b) einen ersten oder zweiten Einlassflansch (114, 115) schneidet.
22. Zylinderkopf (110) nach einem der Ansprüche 18 bis 21, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Einlasskanäle (105, 106) der beiden Einlassventile (105a, 106a) jeweils eines Zylinders (101, 102, 103, 014) zwischen den Einlassflanschen (114, 115) und zumindest einem Ventilraum (106b) getrennt ausgebildet sind.
23. Zylinderkopf (110) nach einem der Ansprüche 18 bis 22, **dadurch gekennzeichnet**, dass zumindest zwei Einlasskanäle (105a, 106a) jeweils eines Zylinders (101, 102, 103, 104) im Bereich eines vorzugsweise spiralförmig ausgebildeten Ventilraumes (106b) eines Einlassventils (106) miteinander strömungsverbunden sind.
24. Zylinderkopf (110) nach Anspruch 23, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Anzahl der Einlassflansche (114, 115, 116) $z+1$ beträgt, wobei z die Zylinderanzahl ist.
25. Zylinderkopf (110) nach einem der Ansprüche 18 bis 24, **dadurch gekennzeichnet**, dass zumindest zwei, vorzugsweise alle Auslasskanäle (107a, 108a) von Auslassventilen (107, 108) zweier benachbarter Zylinder (101, 102, 103, 104) zu einem gemeinsamen Auslassflansch (117) führen.
26. Zylinderkopf (110) nach einem der Ansprüche 18 bis 25, **dadurch gekennzeichnet**, dass ein gemeinsamer Auslasskanal (9) von jeweils zwei Auslassventilen (107, 108) eines Zylinders (101, 102, 103, 104) ausgeht, wobei die gemeinsamen Auslasskanäle (109) von jeweils zwei benachbarten Zylindern (101, 102; 102, 103; 103, 104) zu einem gemeinsamen Auslassflansch (117) führen.

27. Zylinderkopf (110) nach Anspruch 25 oder 26, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Auslassflansch (117) im Bereich einer ersten Motorquerebene (113a) angeordnet ist.
28. Zylinderkopf (110) nach Anspruch 27, **dadurch gekennzeichnet**, dass die erste Motorquerebene (113a) den Auslassflansch (117), vorzugsweise auch den ersten Einlassflansch (114) schneidet.
29. Zylinderkopf (110) nach einem der Ansprüche 25 bis 28, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Anzahl der Auslassflansche (117) $z/2$ beträgt, wobei z die Anzahl der Zylinder (101, 102, 103, 104) ist.
30. Zylinderkopf (230) für eine flüssigkeitsgekühlte Brennkraftmaschine, mit einer Kühlraumanordnung (210) mit zumindest einem Kühlraum (210a), welcher über zumindest zwei an einer Längsseite angeordnete Kühlmittelwege (201, 202) pro Zylinder über jeweils einer Übertrittsöffnung (204, 205) in der Zylinderkopfdichtfläche mit einem Kühlmittelmantel eines an den Zylinderkopf anschließbaren Zylinderblockes strömungsverbindbar ist, wobei ein erster und zweiter Kühlmittelweg (201, 202) an verschiedenen Seiten einer eine Zylinderachse (214) beinhaltenden Motorquerebene (215) angeordnet sind, **dadurch gekennzeichnet**, dass ein von einer dritten Überströmöffnung (206) ausgehender dritter Kühlmittelweg (203) zumindest teilweise im Bereich der Motorquerebene (215) angeordnet ist und dass der dritte Kühlmittelweg (203) getrennt vom ersten und zweiten Kühlmittelweg (201, 202) zu zumindest einem Teilkühlraum (211) in einem thermisch beanspruchten Bereich des Zylinderkopfes (230) führt.
31. Zylinderkopf (230) nach Anspruch 30, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Teilkühlraum (211) im Bereich zumindest eines Steges (212) zwischen einem Einlassventil und einem Auslassventil angeordnet ist.
32. Zylinderkopf (230) nach Anspruch 30 oder 31, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Teilkühlraum (211) einen zentralen Aufnahmeschacht für einen in den Brennraum mündenden Bauteil zumindest teilweise umgibt.
33. Zylinderkopf (230) nach einem der Ansprüche 30 bis 32, **dadurch gekennzeichnet**, dass vom dritten Kühlmittelweg (203) ein, vorzugsweise etwa parallel zur Zylinderachse (214) angeordneter, zu einem oberen Abschnitt (209) der Kühlraumanordnung führender Steigkanal (216) abzweigt.
34. Zylinderkopf (230) nach einem der Ansprüche 30 bis 33, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Höhe (h) des dritten Kühlmittelweges (203) mindestens

0,5- bis 3-mal der Stärke (s) eines an die Zylinderkopfdichtfläche grenzenden Feuerdeckes (222) entspricht.

35. Zylinderkopf (230) nach einem der Ansprüche 30 bis 34, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Querschnitt des dritten Kühlmittelweges (203) in Strömungsrichtung des Kühlmittels abnimmt, wobei vorzugsweise der Querschnitt im Bereich der Überströmöffnung (206) vom Zylinderblock am größten ist.
36. Zylinderkopf (230) nach einem der Ansprüche 30 bis 35, **dadurch gekennzeichnet**, dass der dritte Kühlmittelweg (203) im Bereich des Feuerdeckes vor Eintritt in den Teilkühlraum (211) eine düsenartige Verengung (221) aufweist.
37. Zylinderkopf (230) nach Anspruch 36, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Verengung (221) durch eine Ausbuchtung (220) der Wand, vorzugsweise der Kanaldecke (219) des dritten Kühlmittelweges (203) gebildet ist.
38. Zylinderkopf (230) nach einem der Ansprüche 33 bis 37, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Steigkanal (216) stromaufwärts der Verengung (221) vom dritten Kühlmittelweg (203) ausgeht.
39. Zylinderkopf (230) nach einem der Ansprüche 33 bis 37, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Steigkanal (216) stromabwärts der Verengung (221) vom dritten Kühlmittelweg (203) ausgeht.
40. Zylinderkopf (230) nach einem der Ansprüche 30 bis 39, **dadurch gekennzeichnet**, dass der erste und/oder der zweite Kühlmittelweg (201, 202) über zumindest einen an einen Auslasskanal grenzenden Kühlbereich (207, 208) mit dem oberen Abschnitt (209) der Kühlraumanordnung (210) strömungsverbunden ist.
41. Zylinderkopf (230) nach einem der Ansprüche 30 bis 40, **dadurch gekennzeichnet**, dass im Zylinderkopf (230) zwei Kühlräume angeordnet sind, wobei der erste und/oder der zweite Kühlmittelweg (201, 202) in einen ersten Kühlraum und/oder der dritte Kühlmittelweg in einen zweiten Kühlraum mündet, wobei vorzugsweise der erste Kühlraum an das Feuerdeck grenzt und der zweite Kühlraum über dem ersten Kühlraum angeordnet ist.
42. Zylinderkopf (330) für eine Brennkraftmaschine mit mehreren Zylindern (A, B, C, D), mit zumindest einem für mehrere Zylinder (A, B, C, D) durchgehenden im Wesentlichen in Querrichtung durchströmten Kühlraum (310a), wobei im Bereich zumindest einer mittig zwischen zwei benachbarten Zylindern

- dern (A, B, C, D) angeordneten Querebene (333) zumindest eine den Kühlraum (310a) zumindest überwiegend parallel zu einer Zylinderachse (314) durchdringende Querrippe (334) angeordnet ist, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Querrippe (334) asymmetrisch bezüglich der Querebene (333) ausgebildet und/oder angeordnet ist.
43. Zylinderkopf (330) nach Anspruch 42, **dadurch gekennzeichnet**, dass – in einem Schnitt normal zur Zylinderachse (314) betrachtet – der Flächenschwerpunkt (S) der Querrippe (334) außerhalb der Querebene (333) angeordnet ist.
44. Zylinderkopf (330) nach Anspruch 42 oder 43, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Querrippe (334) eine Längsmittlebene (338) aufweist, bezüglich welcher die Querebene (333) symmetrisch ausgebildet ist.
45. Zylinderkopf (330) nach einem der Ansprüche 42 bis 44, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Querrippe (334) eine Längsmittlebene (338) aufweist, welche bezüglich der Querebene (333) einen Winkel (α) > 0 , vorzugsweise $< 60^\circ$, besonders vorzugsweise $< 45^\circ$ einschließt.
46. Zylinderkopf (330) nach einem der Ansprüche 42 bis 45, **dadurch gekennzeichnet**, dass die lichte Weite (a_1) zwischen der Querrippe (334) und einer Einlasskanalwand (336) auf einer Seite der Querebene (333) kleiner ist als die lichte Weite zwischen der Querrippe (334) und einer Einlasskanalwand (337) eines benachbarten Zylinders (A, B, C, D) auf der anderen Seite der Querebene (333).
47. Zylinderkopf (330) nach einem der Ansprüche 42 bis 45, **dadurch gekennzeichnet**, dass die lichte Weite zwischen der Querrippe (334) und einem Auslasskanal auf einer Seite der Querebene (333) kleiner ist als die lichte Weite zwischen der Querrippe (334) und einem Auslasskanal eines benachbarten Zylinders (A, B, C, D) auf der anderen Seite der Querebene (333).
48. Zylinderkopf (330) nach einem der Ansprüche 42 bis 47, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Querrippe (333) flügelprofilartig geformt ist.
49. Zylinderkopf (330) nach einem der Ansprüche 42 bis 48, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Querebene (333) durch die Achsen zumindest zweier Zylinderkopfschrauben (331, 332) zwischen zwei benachbarten Zylindern (A, B, C, D) aufgespannt ist.
50. Einlasssammler (401) für eine Brennkraftmaschine mit zumindest zwei Zylindern, mit zumindest einem vorzugsweise einstückigen Gehäuse (402),

welches einen gemeinsamen Sammelraum (403) ausbildet, von welchem zu den Zylindern führende Einlasskanalteilstücke (404) ausgehen, wobei zumindest eine Gruppe von Einlasskanalteilstücken (404) durch Klappen (406) schaltbar ausgeführt ist und wobei mehrere, vorzugsweise alle Klappen (406) durch eine gemeinsame Klappenwelle (407) betätigbar sind, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Klappenwelle (407) in zumindest einem fest mit dem Gehäuse (402) verbindbaren Lagerkörper (408) gelagert ist.

51. Einlasssammler (401) nach Anspruch 50, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Lagerkörper (408) formschlüssig mit dem Gehäuse (402) verbindbar ist.
52. Einlasssammler (401) nach Anspruch 50 oder 51, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Lagerkörper (408) im Bereich eines Flansches (405) der Einlasskanalteilstücke (404) mit dem Gehäuse (402) verbindbar ist.
53. Einlasssammler (401) nach einem der Ansprüche 50 bis 52, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Lagerkörper (408) in eine vorzugsweise in das Gehäuse (402) eingefräste Nut (409) einsetzbar ist, wobei die Form des Lagerkörpers (408) dem Profil der Nut (409) angepasst ist.
54. Einlasssammler (401) nach Anspruch 53, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Nut (409) ein im Wesentlichen konisches Profil aufweist.
55. Einlasssammler (401) nach Anspruch 53 oder 54, **dadurch gekennzeichnet**, dass sich die Nut (409) – die Einlasskanalteilstücke (404) der Gruppe querend – in Längsrichtung des Flansches erstreckt.
56. Einlasssammler (401) nach einem der Ansprüche 53 bis 55, **dadurch gekennzeichnet**, dass die lagerrichtige Position des Lagerkörpers (408) in der Nut (409) durch eine einen Formschluss bildende Zentriereinrichtung (410) definiert ist.
57. Einlasssammler (401) nach Anspruch 56, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Zentriereinrichtung (410) durch einen Vorsprung (410a) des Lagerkörpers (408) oder des Gehäuses (402) gebildet ist, welcher mit einer entsprechend geformte Ausnehmung (410b) des Gehäuses (402) bzw. des Lagerkörpers (408) zusammenwirkt.
58. Einlasssammler (401) nach einem der Ansprüche 50 bis 57, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Klappenwelle (407) beidseits jeder Klappe (406) in jeweils einem Lagerkörper (408) gelagert ist.

59. Einlasssammler (401) nach einem der Ansprüche 50 bis 58, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Lagerkörper (408) durch Kunststoffeinlegteile gebildet sind.
60. Einlasssammler (401) nach einem der Ansprüche 50 bis 59, **dadurch gekennzeichnet**, dass das Gehäuse (402) aus Leichtmetall, vorzugsweise aus einer Aluminiumlegierung, besteht.
61. Einlasssammler (401) nach einem der Ansprüche 50 bis 60, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Klappen (406), Lagerkörper (408) und Klappenwelle (407) zu einer Vormontagegruppe (411) zusammengefasst sind.
62. Spanneinrichtung (501) für ein mit einem Aggregat (504) verbundenes Zugmittel (502), insbesondere einen Riemen, wobei das Zugmittel (502) durch Schwenken des Aggregates (504) gespannt werden kann und das Aggregat (504) in dieser Position über einen sich an einer Konsole (511) abstützenden Schraubbolzen (507) einer Schraubverbindung (506) fixiert werden kann, wobei die Schraubverbindung (506) an einem Flansch (512) des Aggregates (504) angreift, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Spanneinrichtung (501) zumindest ein, vorzugsweise durch eine Schraubenfeder gebildetes, Vorspannelement (509) aufweist, welches eine vordefinierte Spannkraft auf das Aggregat (504) in Spannrichtung (505) ausübt, wobei das Vorspannelement (509) an einer am Schraubbolzen (507) der Schraubverbindung (506) befestigten Spannmutter (508) abgestützt ist.
63. Spanneinrichtung (501) nach Anspruch 62, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Spannmutter (508) als Spannhülse ausgebildet ist.
64. Spanneinrichtung (501) nach Anspruch 62 oder 63, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Spannmutter (508) einen mit einer ersten Flanschfläche (515) des Flansches (512) zusammenwirkenden Anschlag (514) aufweist, welcher die maximale Vorspannkraft des Spannelementes (501) definiert.
65. Spanneinrichtung (501) nach einem der Ansprüche 62 bis 64, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Schraubverbindung (506) eine Kontermutter (510) aufweist, welche an einer der ersten Flanschfläche (515) abgewandten zweiten Flanschfläche (516) des Flansches (512) angreift.

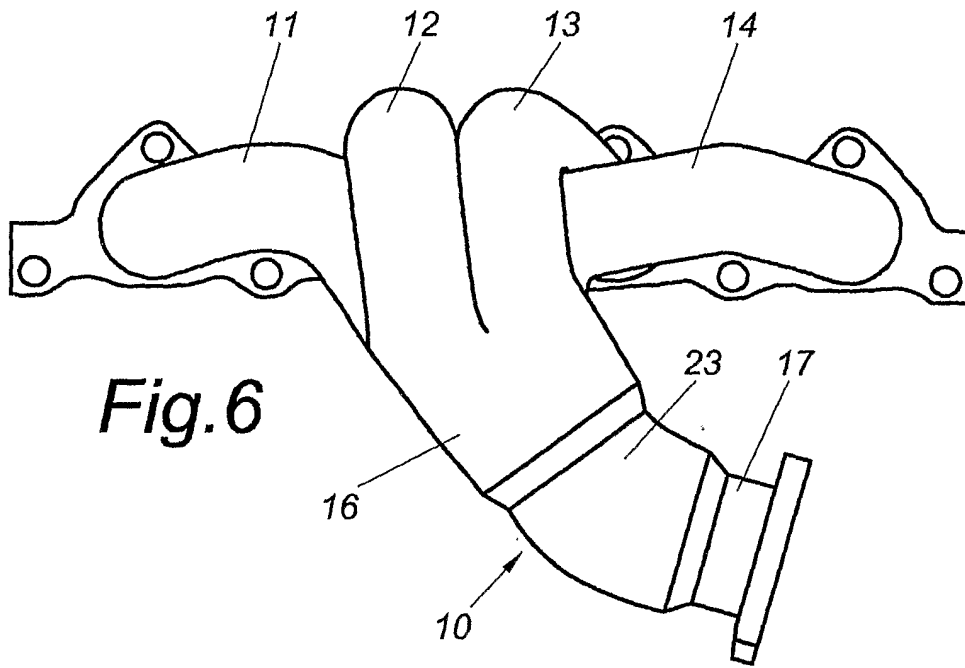


Fig. 6

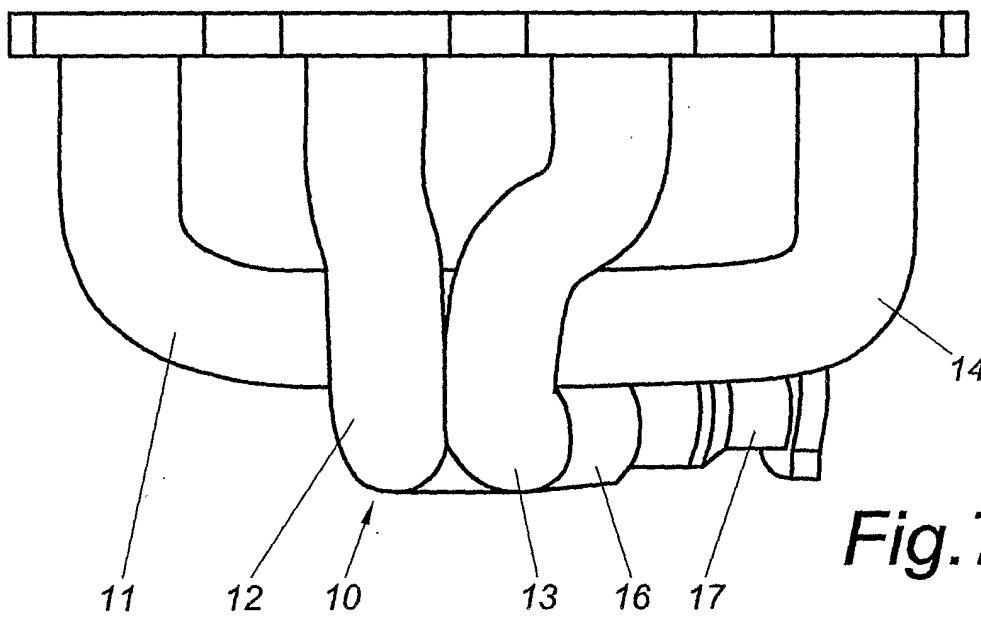
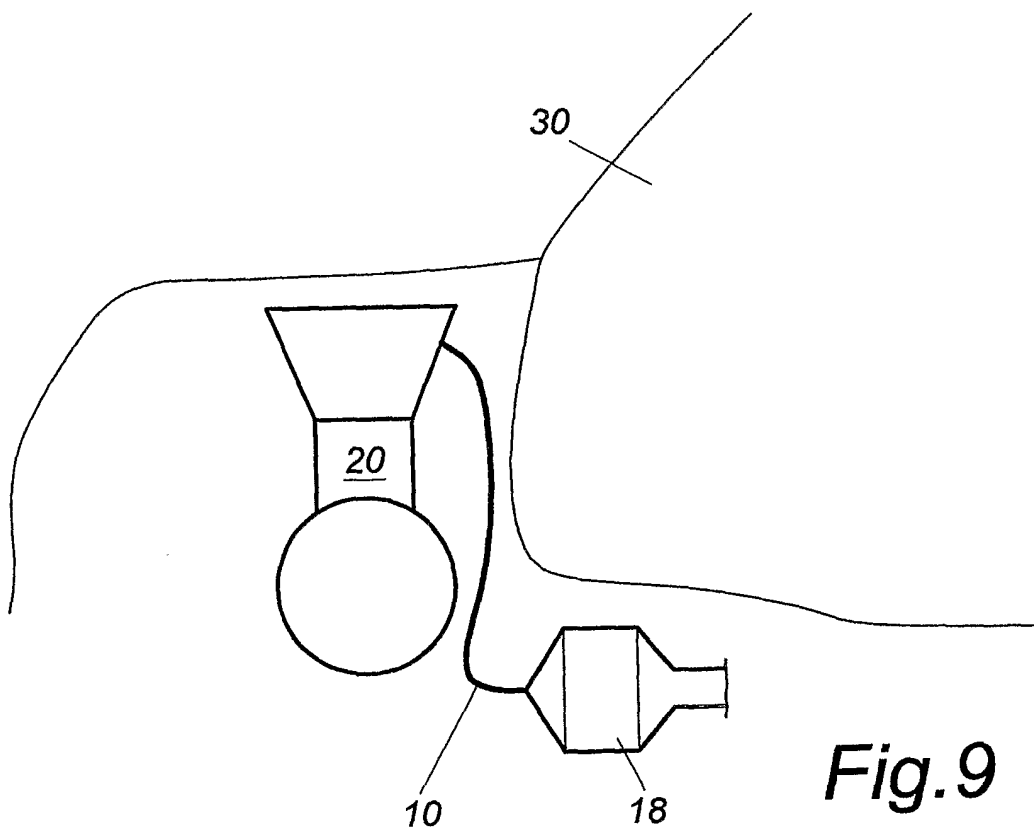
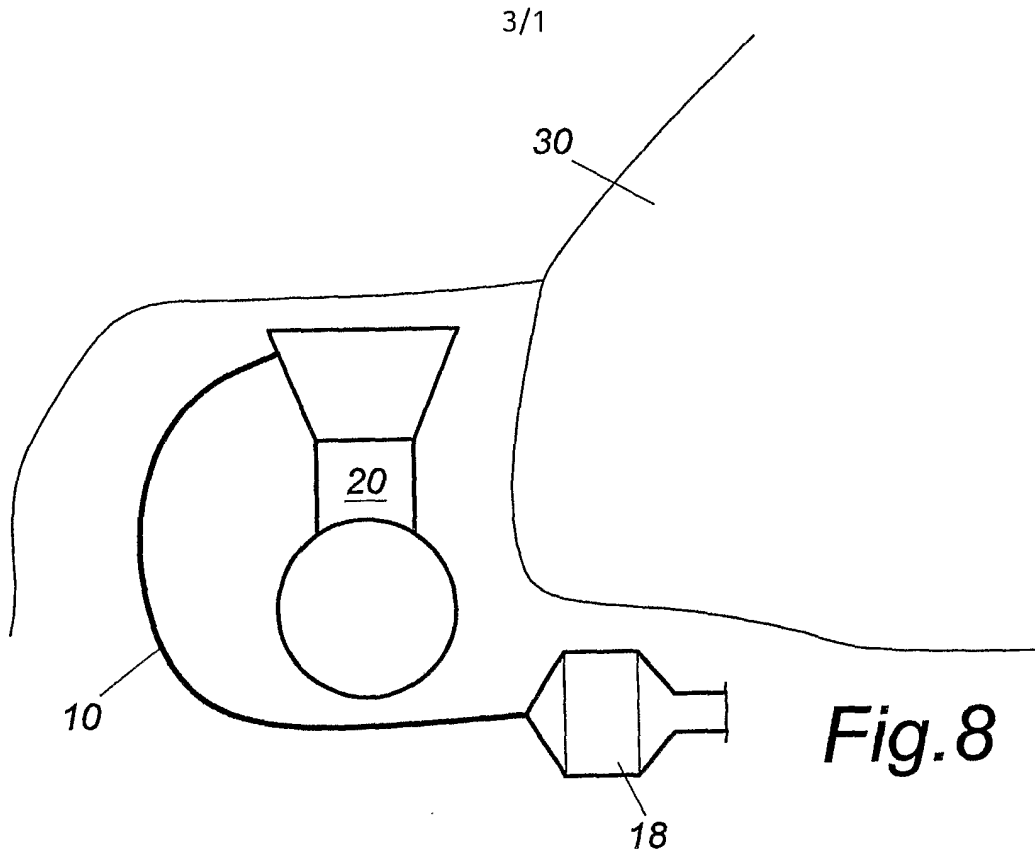


Fig. 7



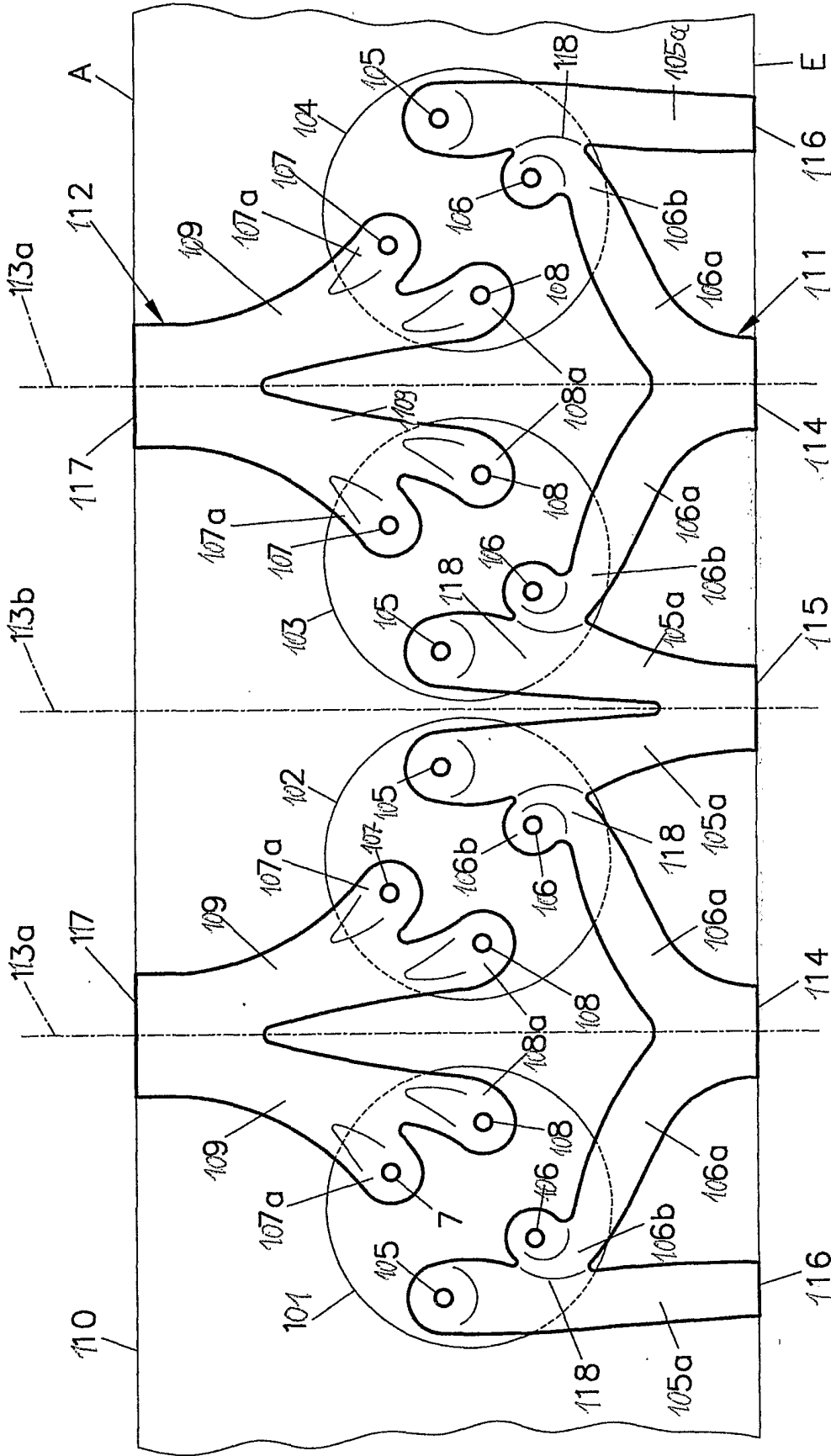


Fig. 10

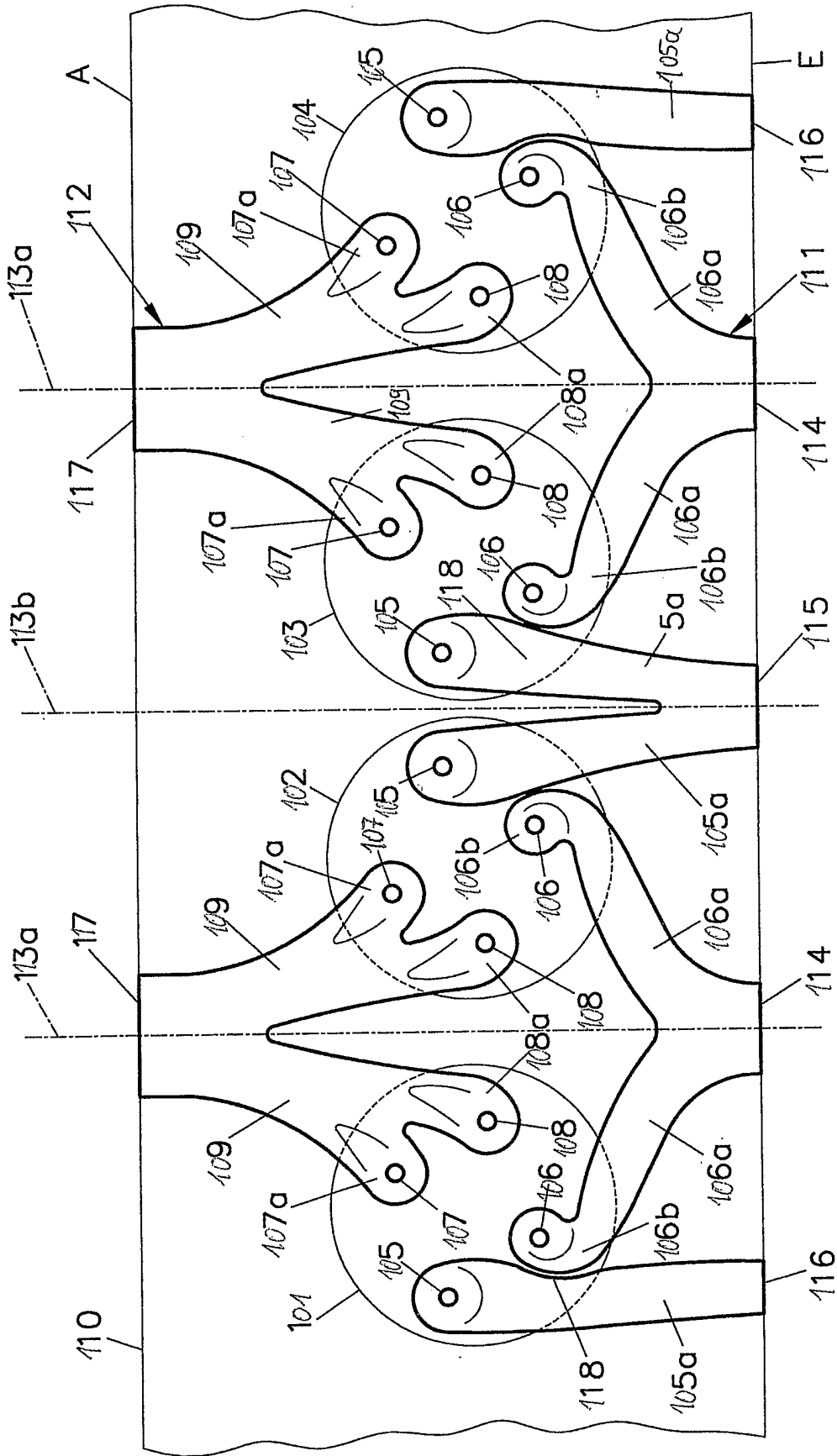


Fig. 11

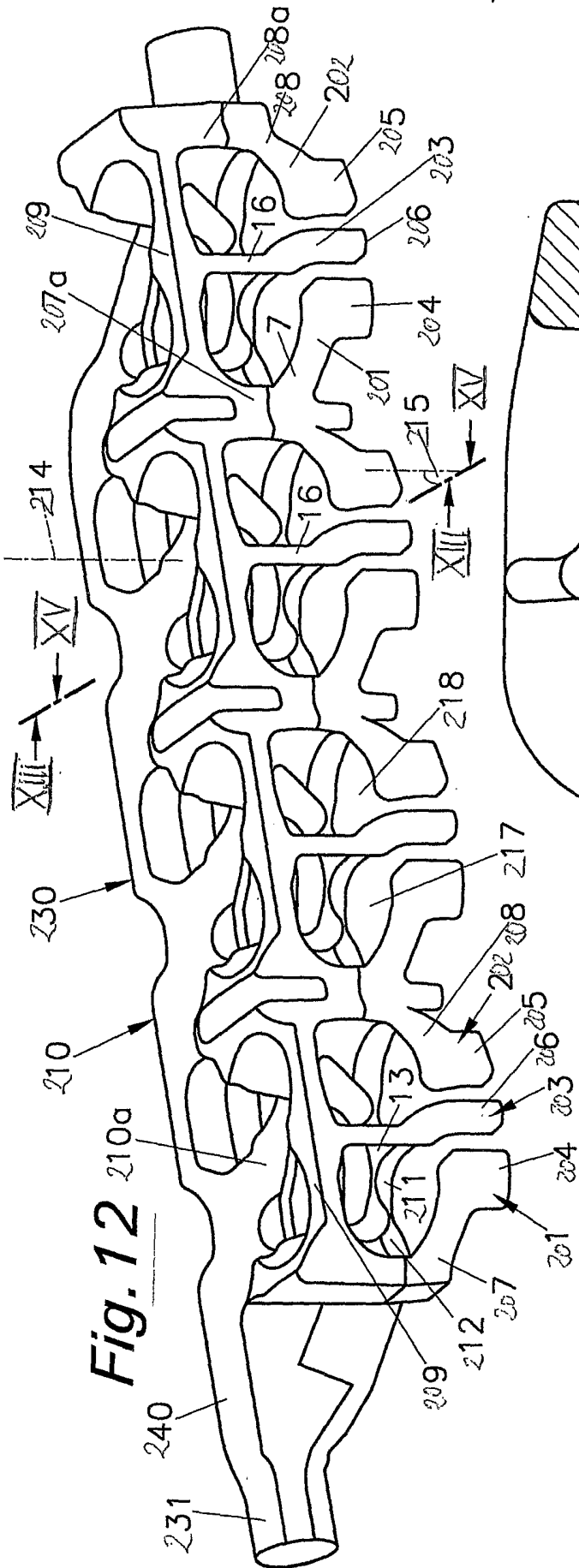


Fig. 12

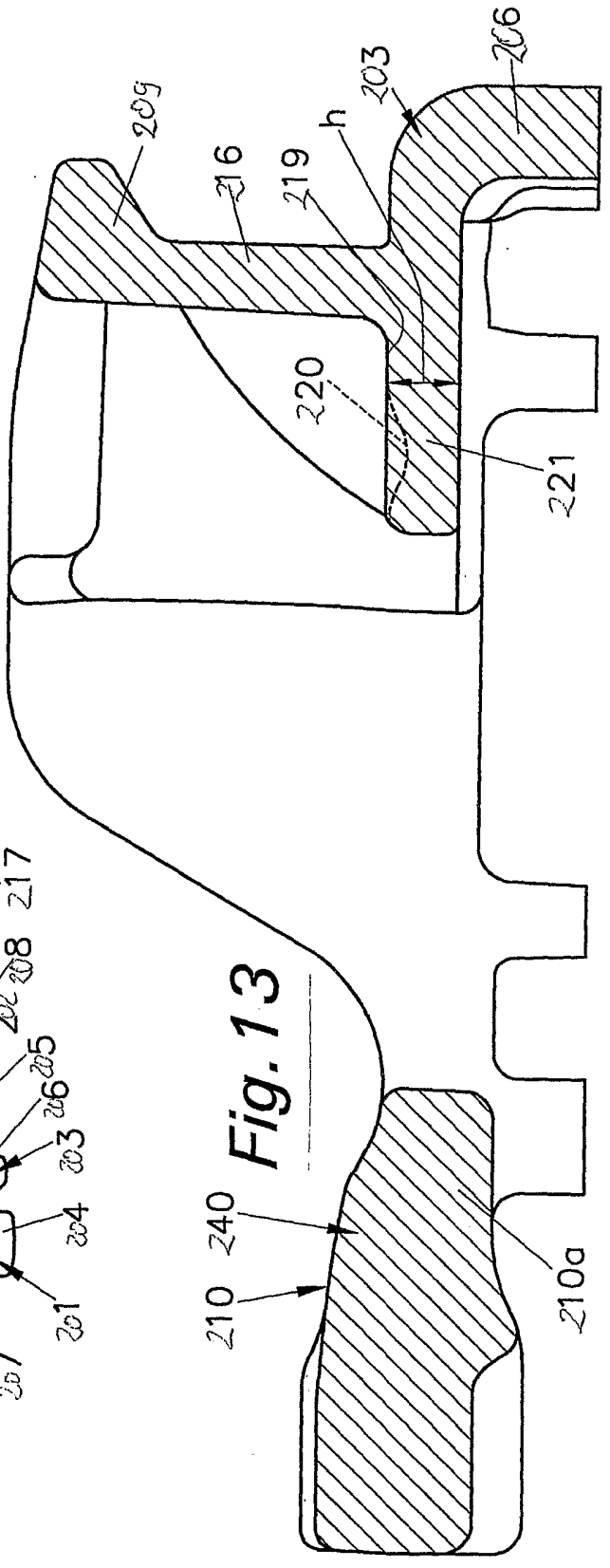


Fig. 13

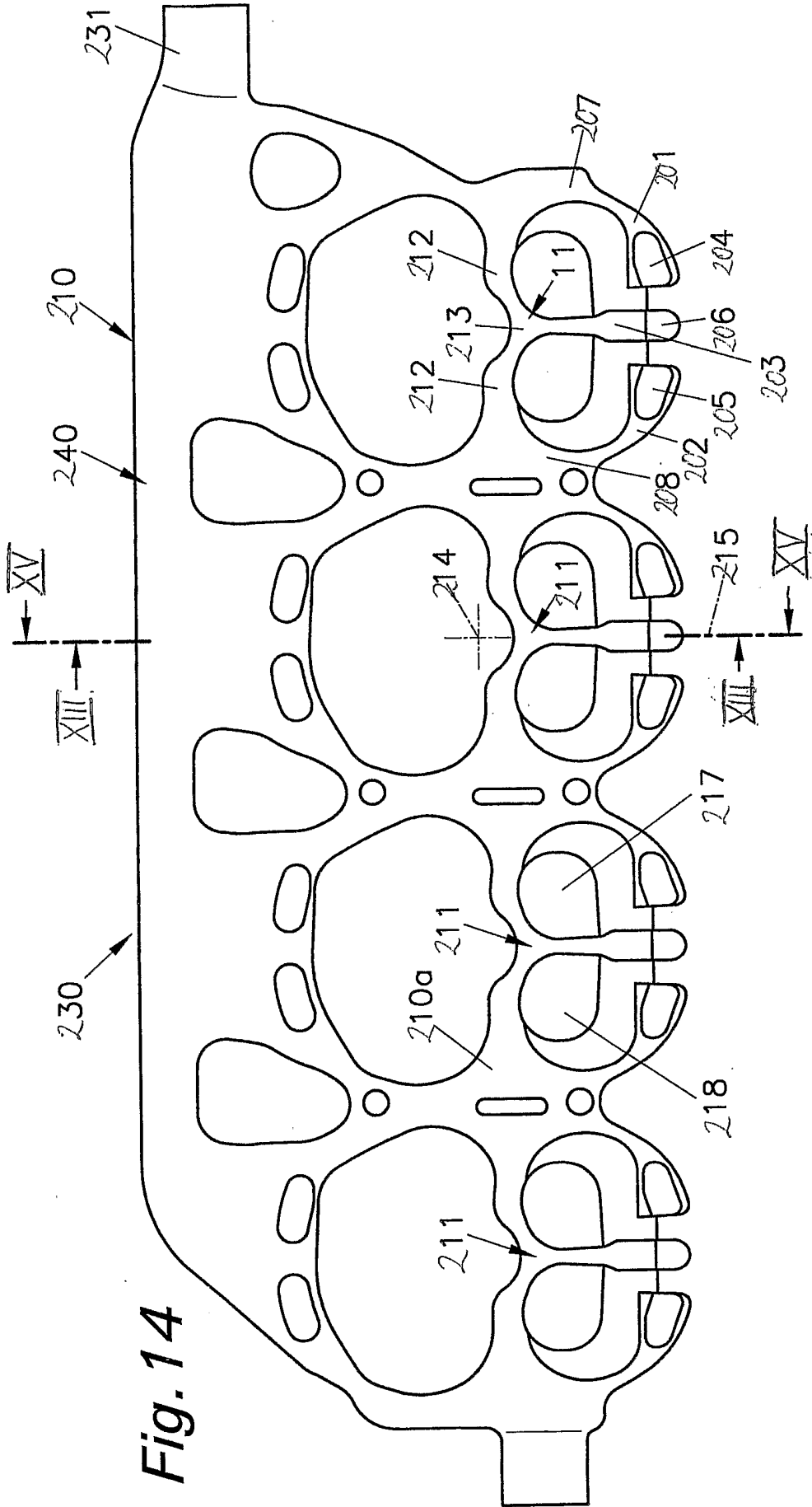
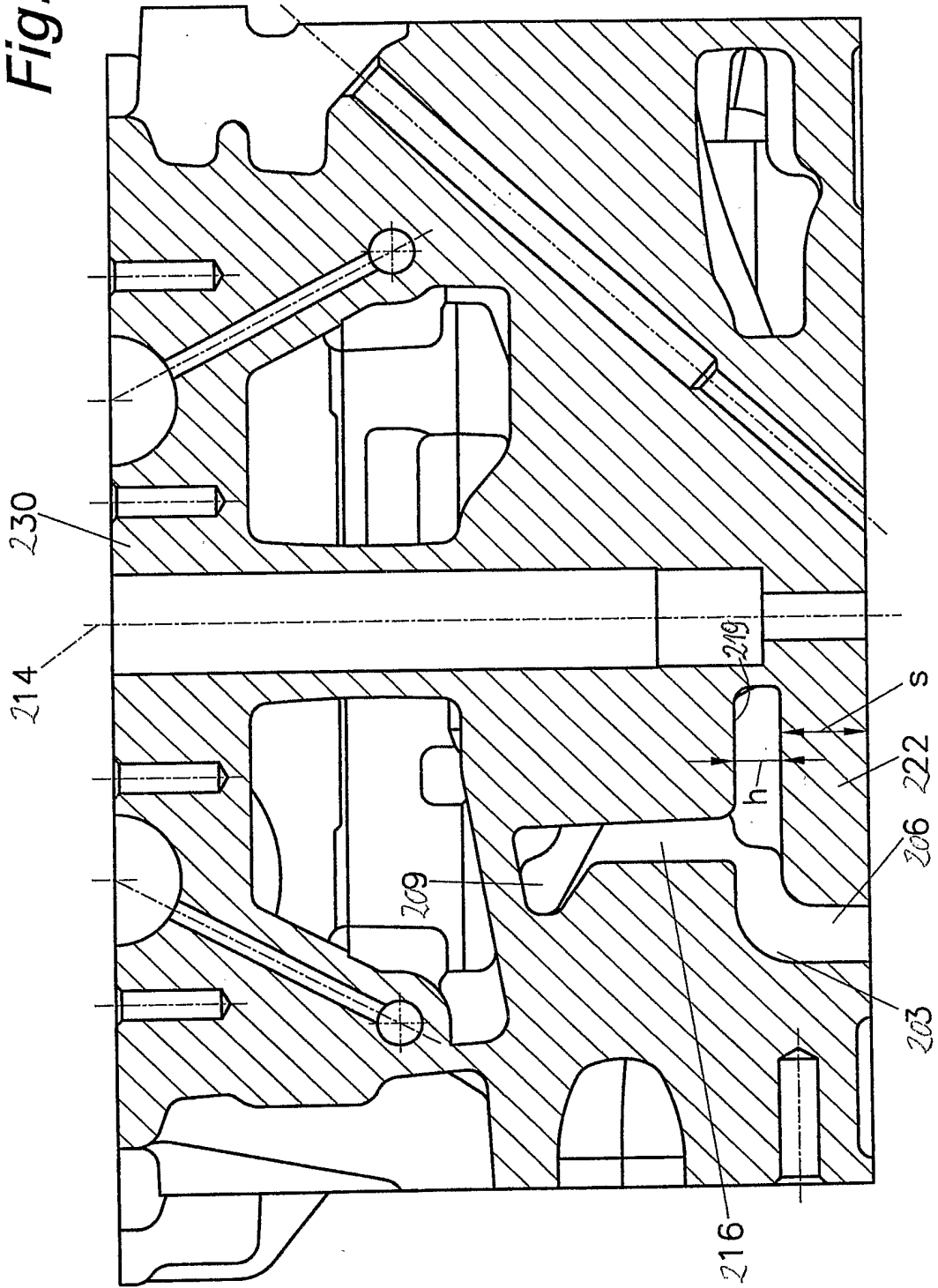


Fig. 14

Fig. 15



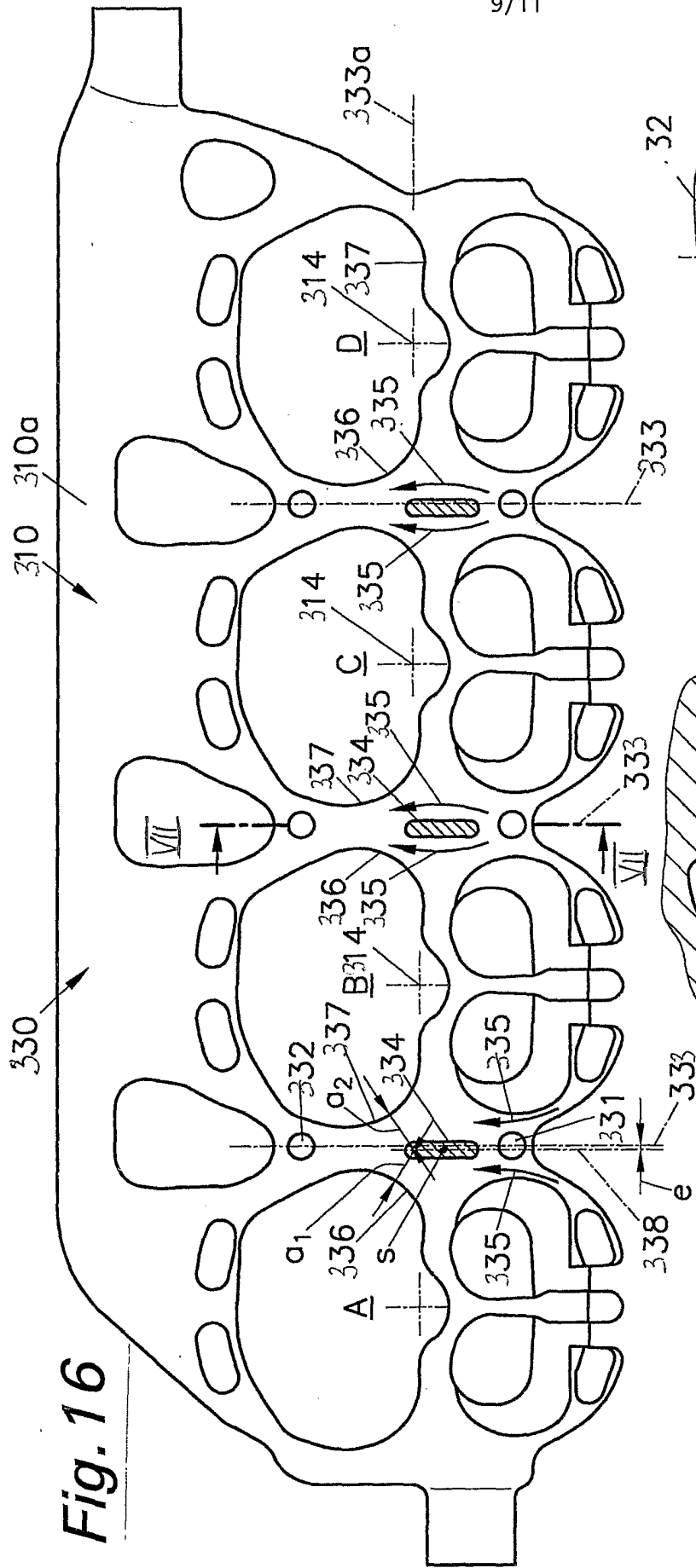


Fig. 16

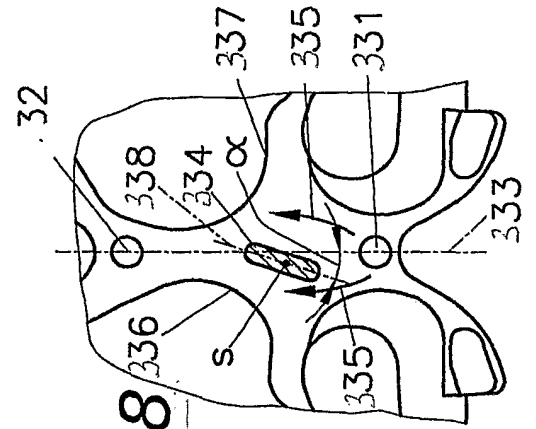


Fig. 18

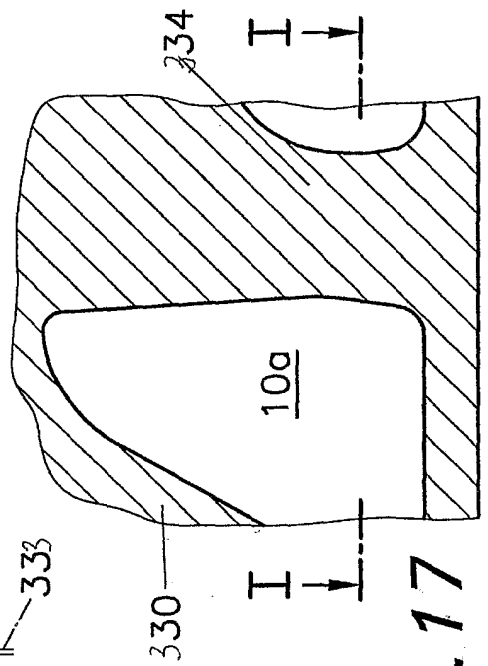


Fig. 17

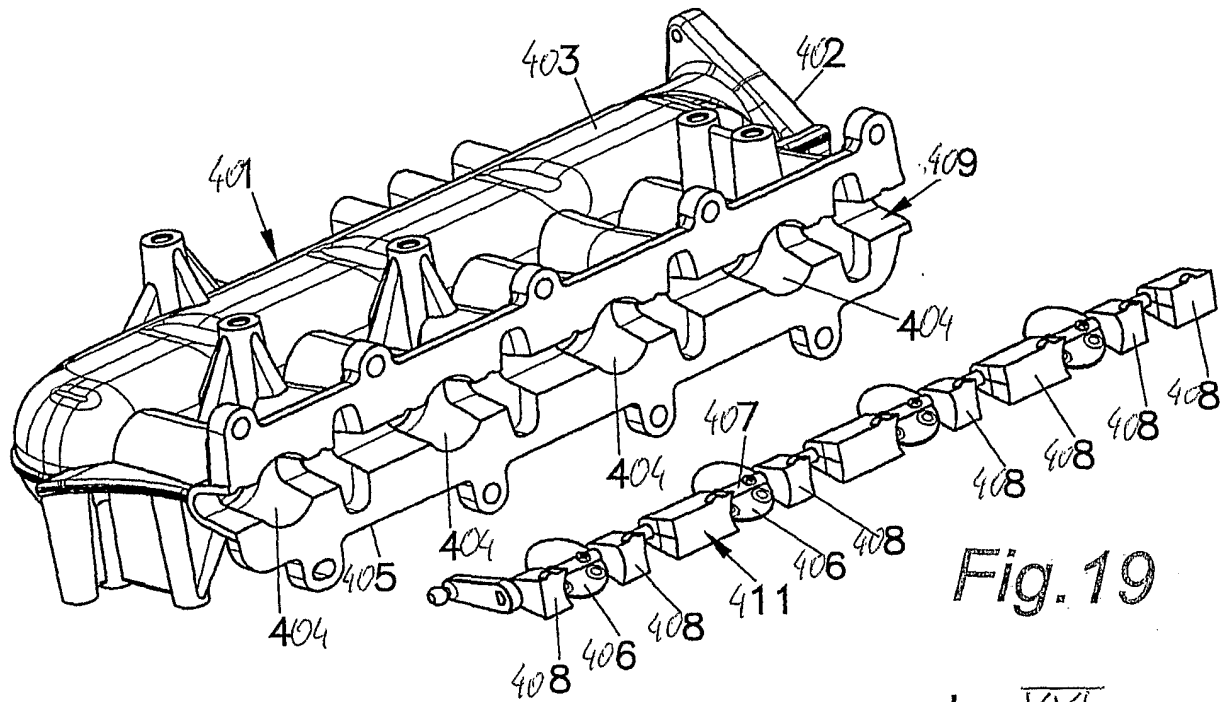


Fig. 19

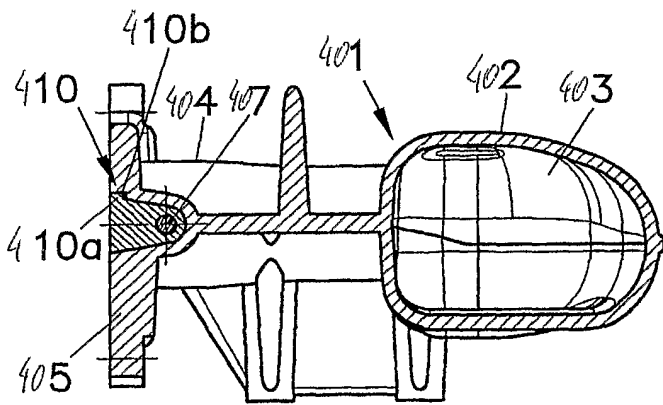


Fig. 21

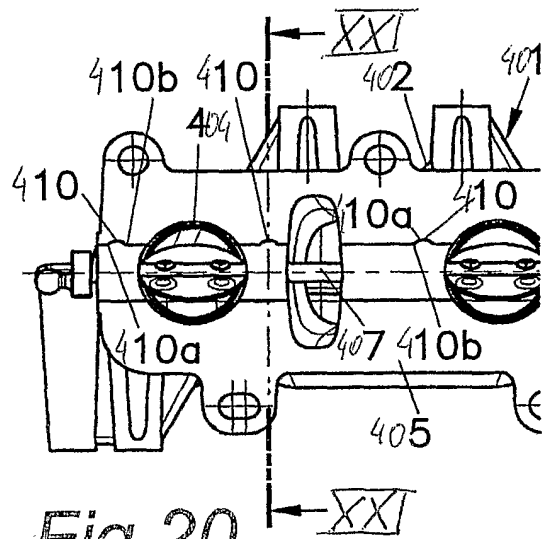


Fig. 20

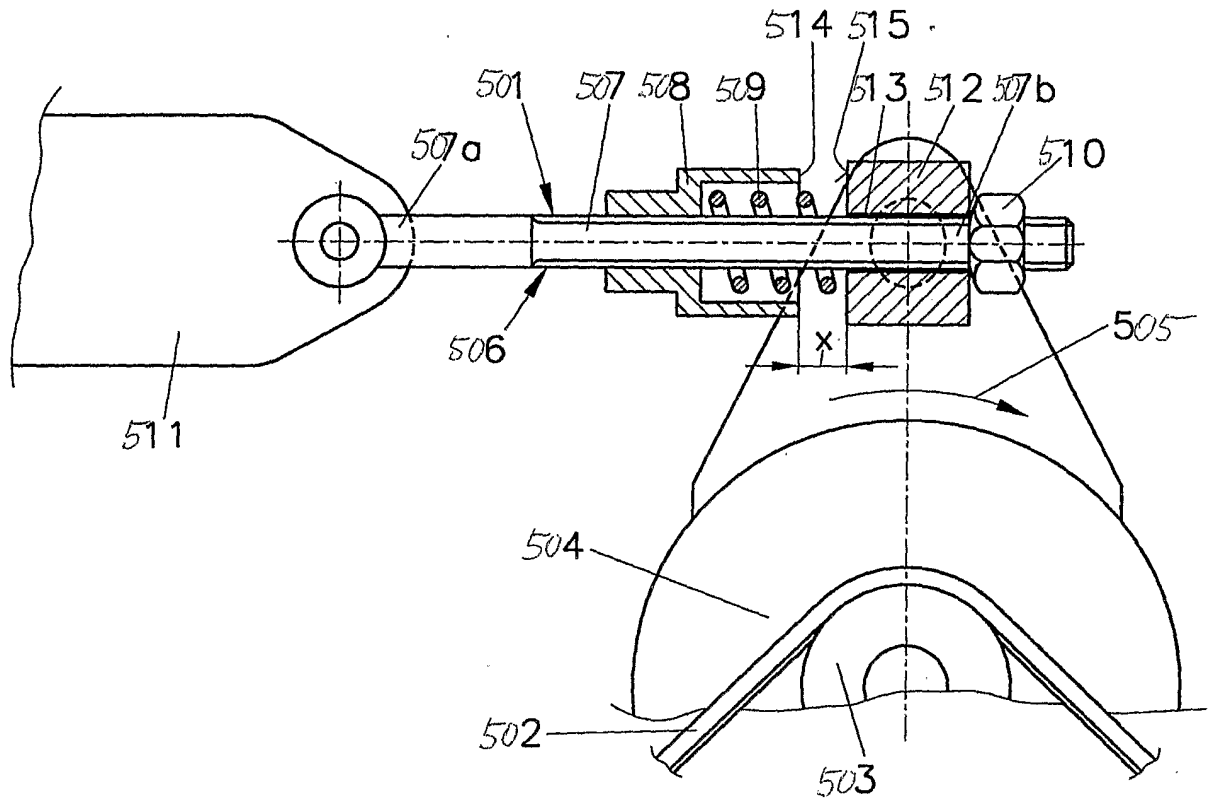


Fig. 22