

AT 406 468 B



(19) REPUBLIK
ÖSTERREICH
Patentamt

(10) Nummer: AT 406 468 B

(12)

PATENTSCHRIFT

(21) Anmeldenummer: 910/98
(22) Anmeldetag: 27.05.1998
(42) Beginn der Patentdauer: 15.10.1999
(45) Ausgabetag: 25.05.2000

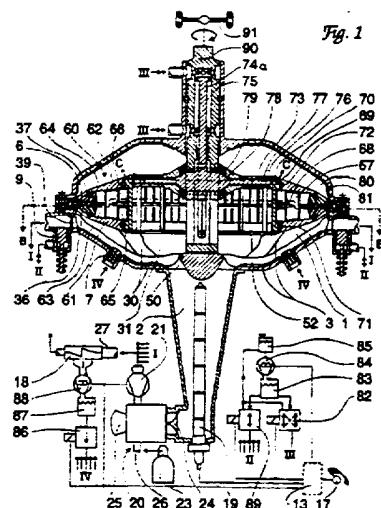
(51) Int. Cl.⁷: B60K 5/00
F02B 75/36, 61/02, 75/12

(73) Patentinhaber:
HMS ARTIST SCHEIER OEG
A-6800 FELDKIRCH, VORARLBERG (AT).

(72) Erfinder:
NAGEL EDMUND FERDINAND
FELDKIRCH, VORARLBERG (AT).

(54) VERBRENNUNGSKRAFTMASCHINE

(57) Eine Verbrennungskraftmaschine weist eine Brennkammer (2) zum Verbrennen eines Kraftstoffes in einem Explosionstakt und eine mit der Brennkammer in Verbindung stehenden Pumpkammer (17) auf, die über eine Flüssigkeits-Einlaßöffnung (52) mit einer Pumpflüssigkeit befüllbar ist und aus deren Flüssigkeits-Auslaßöffnung (36) die Pumpflüssigkeit unter Einwirkung des im Explosionstakt gebildeten Verbrennungsgases ausstoßbar ist, wobei ein Kreislauf für die Pumpflüssigkeit vorgesehen ist, in dem eine Radialturbine (60) mit einem von der Pumpflüssigkeit im wesentlichen radial durchströmten Turbinenläufer (67) angeordnet ist. Mit dem Turbinenausgang steht ein im Explosionstakt mit Pumpflüssigkeit befüllbarer und im Implosionstakt entleerbarer Zwischenspeicher (80) in Verbindung.



Die Erfindung betrifft eine Verbrennungskraftmaschine mit einer Brennkammer zum Verbrennen eines Kraftstoffes in einem Explosionstakt und einer mit der Brennkammer in Verbindung stehenden Pumpkammer, die über eine Flüssigkeits- Einlaßöffnung mit einer Pumpflüssigkeit befüllbar ist und aus deren Flüssigkeits- Auslaßöffnung die Pumpflüssigkeit unter Einwirkung des im Explosionstakt gebildeten Verbrennungsgases ausstoßbar ist, wobei ein Kreislauf für die Pumpflüssigkeit vorgesehen ist, in dem eine Radialturbine mit einem von der Pumpflüssigkeit im wesentlichen radial durchströmten Turbinenläufer angeordnet ist.

5 Eine derartige Verbrennungskraftmaschine ist beispielsweise aus der WO 98/01338 A1 bekannt. Bei dieser ist ein Flüssigkeitsschwungkreis vorgesehen, der von der aus der Pumpkammer ausgestoßenen Flüssigkeit antreibbar ist und in dem eine Turbine, beispielsweise eine Francisturbine angeordnet ist, welche eine Antriebswelle antreibt.

10 Aufgabe der Erfindung ist es, das Volumen und Gewicht dieser bekannten Maschine zu verringern und erfindungsgemäß gelingt dies dadurch, daß ein mit dem Turbinenausgang in Verbindung stehender, im Explosionstakt mit Pumpflüssigkeit befüllbarer und im Implosionstakt 15 entleerbarer Zwischenspeicher vorgesehen ist.

15 Durch die Verwendung eines derartigen Zwischenspeichers, der getaktet mit Flüssigkeit befüllt bzw. von dieser entleert wird, kann das insgesamt an Pumpflüssigkeit vorhandene Volumen im Gegensatz zum bekannten Flüssigkeitsschwungkreislauf wesentlich verringert werden und somit 20 eine wesentlich kleinere, leichtere und schneller reagierende Verbrennungskraftmaschine bereitgestellt werden.

25 Günstigerweise werden die Flüssigkeitsströme nicht nur in der Turbine sondern auch in der Pumpkammer und/oder im Zwischenspeicher im wesentlichen radial geführt, wodurch sich eine insgesamt geringe Bauhöhe und somit eine hohe maximal erreichbare Taktzahl des Motors ergibt.

30 Vorteilhafterweise ist die Pumpkammer durch eine oder mehrere flexible, vorzugsweise elastisch dehnbare Membranen in einen Flüssigkeitsraum und einen Gasraum unterteilt, sodaß es im Gegensatz zur Verbrennungskraftmaschine der WO 98/01338 A1 zu keiner 35 wirkungsgradmindernden Vermischung zwischen Verbrennungsgas und Pumpflüssigkeit kommen kann.

Weitere Vorteile und Einzelheiten der Erfindung werden im folgenden anhand der beiliegenden 30 Zeichnung erläutert.

In dieser zeigen die Fig. 1 einen schematischen Längsschnitt durch die Längsmittelachse einer erfindungsgemäßen Verbrennungskraftmaschine entsprechend der Linie A-A von Fig. 2 35 einen Querschnitt entlang der Linie B-B von Fig. 1; Fig. 3 einen Querschnitt entlang der Linie C-C von Fig. 1; Fig. 4 den Zustand der Verbrennungskraftmaschine während des Explosionstaktes und Fig. 5 den Zustand der Verbrennungskraftmaschine während des Implosionstaktes.

Zum Starten der in den Figuren dargestellten Verbrennungskraftmaschine wird die 40 Brennkammer 2 mit einem in einem Vergaser 20 gebildeten Arbeitsgas gefüllt, das in der Brennkammer unter einem im wesentlichen atmosphärischen Druck steht. Dazu wird eine nur in der Startphase der Verbrennungskraftmaschine aktivierte Startluftpumpe 21 in Betrieb genommen. Für die meisten Kraftstoffe ist eine eigene Kraftstoffpumpe zum Fördern des im Treibstofftank 23 45 enthaltenen Kraftstoffes nicht erforderlich. Entweder handelt es sich um einen ohnehin unter einem Überdruck stehenden gasförmigen Kraftstoff oder der Kraftstoff wird durch einen Unterdruck im Vergaser 20 gefördert.

Das Arbeitsgas wird über eine Zündstange 19, welche entlang ihrer Länge mehrere 50 Zündpunkte aufweist, gezündet und ein Explosionstakt der Verbrennungskraftmaschine wird initiiert. Eine derartige Zündstange ist in der WO 98/01338 A1 beschrieben. Das durch die 55 Explosion gebildete unter Überdruck stehende Verbrennungsgas schließt das Rückschlagventil 24 und strömt in die Pumpkammer 1 ein.

Die Pumpkammer 1 weist eine im wesentlichen rotationssymmetrische Form auf und die 60 ebenfalls rotationssymmetrisch ausgebildete Brennkammer 2 ist zentral und mit ihrer Längsachse deckungsgleich zur Längsachse der Pumpkammer an der Pumpkammer 1 angeordnet und mit der Pumpkammer 1 über mehrere Verbrennungsgas- Einlaßöffnungen 50 der Pumpkammer 1 verbunden.

In der Pumpkammer 1 sind mehrere flexible, elastische Membrane 3 vorgesehen, welche 65 schlauchförmig ausgebildet sind, wobei die von den Membranen gebildeten Schläuche jeweils eine Verbrennungsgas- Einlaßöffnung 50 mit einer der Verbrennungsgas- Auslaßöffnungen 39 verbinden. Die von den Membranen 3 gebildeten Schläuche sind in der Pumpkammer radial,

"speichenförmig" angeordnet und unterteilen die Pumpkammer 1 in einen Flüssigkeitsraum 30 und einen Gasraum 31, der von den Innenräumen der Schläuche gebildet wird.

Zu Beginn des Explosionstaktes sind die Verbrennungsgas- Auslaßventile 9 geschlossen und der Ventilteller 73 befindet sich in seiner unteren Endstellung, in der er die Flüssigkeits- Einlaßöffnung 52 in die Pumpkammer 1 verschließt, wie dies in Fig. 4 dargestellt ist. Weiters sind zu Beginn des Explosionstaktes die von den elastischen Membranen 3 gebildeten Schläuche geleert und der mit Pumpflüssigkeit gefüllte Flüssigkeitsraum 31 nimmt im wesentlichen das gesamte Volumen der Pumpkammer 1 ein.

Das aus der Brennkammer 2 expandierte Verbrennungsgas füllt die durch die elastischen Membrane 3 gebildeten Schläuche in der Pumpkammer 1 und drückt dadurch Pumpflüssigkeit aus dem Flüssigkeitsraum 31 durch die Flüssigkeits- Auslaßöffnungen 36 der Pumpkammer 1, die gleichzeitig Flüssigkeits- Einlaßöffnungen 36 der Turbine 60 bilden. Durch den Druck der einströmenden Flüssigkeit wird die Lippe 6 nach oben gedrückt und verschließt dadurch die Flüssigkeits- Auslaßöffnungen 37 aus dem Zwischenspeicher 80, welche gleichzeitig weitere Flüssigkeits- Einlaßöffnungen in die Turbine 60 bilden.

Die Turbine 60 ist eine Radialturbine (nach Art einer Francis-Turbine), bei der die Flüssigkeit radial durch den Turbinenläufer strömt. Das Turbinengehäuse weist scheibenförmige, nach außen gewölbte Gehäuseunter- sowie Gehäuseoberteile 61, 62 auf. Radial von außen nach innen gesehen weisen die Gehäuseunter- und Gehäuseoberteile 61, 62 jeweils einen Kranz von Einlaßöffnungen 36, 37, einen Einlaß- Leitschaufelkranz 63, 64, einen Freiraum für den Turbinenläufer, einen Auslaß- Leitschaufelkranz 65, 66 und eine zentrale Öffnung auf. Der Turbinenläufer wird von einem Turbinenschaufelkranz 67 gebildet, der an einer axial zentrierten Scheibe 68 befestigt ist, welche mit einem Läuferkäfig 69 starr verbunden ist. Der Läuferkäfig 69 weist eine Vielzahl von axial ausgerichteten, kreisringförmig um die Maschinenlängsachse angeordneten Stäben 70 auf und ist an den Gehäuseober- und Gehäuseunterteilen 61, 62 in Radiallagern 71, 72 drehbar gelagert. Innerhalb des Läuferkäfigs 69 ist ein Ventilteller 73 angeordnet, der an seinem Rand die Stäbe 70 in Einkerbungen 74 (vgl. Fig. 3) aufnimmt. Dadurch ist der Ventilteller 73 drehschlüssig mit dem Läuferkäfig 69 verbunden, aber axial gegenüber dem Läuferkäfig 69 verschiebbar. In der unteren Endstellung im Läuferkäfig 69 verschließt der Ventilteller 73 die zentrale Öffnung im Gehäuseunterteil 61 der Turbine und somit die Flüssigkeits- Einlaßöffnung 52 in die Pumpkammer. In der oberen Endstellung des Ventiltellers 73 im Läuferkäfig verschließt der Ventilteller 73 die zentrale Öffnung im Gehäuseoberteil 62 der Turbine und damit die Flüssigkeits- Einlaßöffnung 53 (siehe Fig. 4) in den Zwischenspeicher 80.

Der Ventilteller 73 ist weiters drehschlüssig mit einer Antriebswelle 90 verbunden, deren Rotation beispielsweise auf die Hinterachse 91 eines Kraftfahrzeugs übertragbar ist. Die Rotation des Turbinenschaufelkranzes 67 wird somit über die Scheibe 68, den Läuferkäfig 69 und den Ventilteller 73 kraftschlüssig auf die Antriebsachse 90 übertragen. Um eine Verstellung des Ventiltellers 73 zwischen der ersten unteren Endstellung und der zweiten oberen Endstellung im Läuferkäfig 69 zu ermöglichen, ist der Ventilteller 73 axial verschiebbar mit der Antriebswelle 90 verbunden, wobei die axiale Verschiebung über einen Betätigungs Kolben 74a der in einer zylindrischen Ausnehmung 75 in der Antriebswelle 90 angeordnet ist, ermöglicht wird.

Die aus der Pumpkammer 1 in die Turbine 60 strömende Pumpflüssigkeit wird von den Einlaß- Leitschaufelkranzen 63, 64 auf den Turbinenschaufelkranz 67 gerichtet, anschließend von den Auslaß- Leitschaufelkranzen 65, 66 radial gerichtet, und strömt durch die Flüssigkeits- Einlaßöffnung 53, die durch die offene Oberseite des Läuferkäfigs 69 gebildet wird, in den Zwischenspeicher 80. Dessen Volumen ist über eine flexible Membran bzw. Wandung 81 veränderbar, wobei die einströmende Flüssigkeit die Wandung 81, wie in Fig. 4 gezeigt, nach oben drückt (innen beginnend und nach außen fortlaufend) und dadurch das Volumen des Zwischenspeichers 80 vergrößert.

Um eine Berührung des Ventiltellers 73 mit der flexiblen Wandung 81 des Zwischenspeichers 80 bzw. den Membranen 3 der Pumpkammer 1 zu vermeiden, sind Abdeckscheiben 76, 77 oberhalb und unterhalb des Ventiltellers 73 vorgesehen, welche gegenüber dem Ventilteller 73 über Lager 78, 79 drehbar gelagert sind.

Der Explosionstakt endet, wenn im wesentlichen alle Pumpflüssigkeit aus der Pumpkammer 1 verdrängt worden ist, die von den Membranen 3 gebildeten Schläuche dicht aneinander anliegen und der Gasraum 30 der Pumpkammer 1 im wesentlichen das gesamte Volumen der Pumpkammer 1 einnimmt. Um möglichst die gesamte Druckenergie des Verbrennungsgases auszunutzen, hat sich zu diesem Zeitpunkt das Verbrennungsgas auf annähernd

Atmosphärendruck entspannt. Dies wird dadurch erreicht, daß das Verhältnis der Volumina von Brennkammer und Pumpkammer entsprechend dem verwendeten Kraftstoff und der Brennerladung, welche immer konstant bleibt, gewählt wird, wobei das Volumen der Pumpkammer wesentlich größer, beispielsweise etwa fünfmal größer, als das Volumen der Brennkammer ist. Bei 5 gleichbleibenden Brennerladungen ist auch die Zeit, die für einen Explosionstakt benötigt wird, konstant und die Steuereinrichtung 13 verschiebt nach Ablauf dieser Zeit den Ventilteller 73 von seiner unteren Endstellung in die obere Endstellung. Zu diesem Zweck sind ein 10 Hydraulikflüssigkeit- Druckspeicher 83, der aus einem Speicher 85 über eine Pumpe 84 mit Druck beaufschlagt wird, sowie ein von der Steuereinrichtung 13 ansteuerbares Ventil 82 vorgesehen, über welches der Betätigkolben 74a entsprechend beaufschlagt wird.

Weiters wird zu Ende des Explosionstaktes zum Initiieren des Implosionstaktes ein Kühlmedium, vorzugsweise eine Kühlflüssigkeit, über Sprühdüsen 7 in den Gasraum 30 der Pumpkammer 1 gesprührt. Dazu wird von der Steuereinrichtung 13 ein Ventil 86 geöffnet, welches einen von einer Pumpe 88 beaufschlagten Kühlflüssigkeit- Druckspeicher mit den Sprühdüsen 15 verbindet. Durch das Einsprühen der Kühlflüssigkeit verringert sich das Volumen des heißen Verbrennungsgases schlagartig und ein Unterdruck im Gasraum 30 der Pumpkammer 1 bildet sich aus. Dieser Unterdruck bewirkt zweierlei: Zum einen saugt er das verbrauchte Verbrennungsgas aus. Dieser Unterdruck 20 bewirkt zweierlei: Zum einen saugt er das verbrauchte Verbrennungsgas aus. Dieser Unterdruck aus der Brennkammer 2 (welches dabei ebenfalls implodiert), sodaß sich das Ventil 24 öffnet und über den Lufteinlaß 25 sowie über die Treibstoffleitung 26 neues Gemisch in die Brennkammer 2 über den Lufteinlaß 25 sowie über die Treibstoffleitung 26 neues Gemisch in die Brennkammer 20 gefördert wird. Die Einströmgeschwindigkeit des Gemisches wird dabei durch in den Figuren nicht dargestellte Drosseln eingestellt. Weiters wird durch den Unterdruck im Gasraum 30 der Pumpkammer 1 Pumpflüssigkeit aus dem Zwischenspeicher 80 durch die Turbine 60 angesaugt. Die Pumpflüssigkeit strömt dabei durch die Flüssigkeits- Auslaßöffnungen 37 des Zwischenspeichers 80, welche gleichzeitig Flüssigkeits- Einlaßöffnungen 37 in die Turbine bilden, 25 durch die Einlaß- Leitschaufelkränze 63, 64 auf den Turbinenschaufelkranz 67, durch die Auslaß- Leitschaufelkränze 65, 66 und die Turbinenauslaßöffnung 52, welche gleichzeitig die Flüssigkeits- Einlaßöffnung in die Pumpkammer 1 bildet. Auf diese Weise wird auch die thermische Energie des Verbrennungsgases zum Antrieb der Turbine 60 genutzt. Die in den Flüssigkeitsraum 31 der Pumpkammer 1 einströmende Pumpflüssigkeit wälzt die von den Membranen 3 gebildeten 30 Schläuche von innen nach außen aus (d. h. verringert deren Volumen von innen beginnend und nach außen fortlaufend) und verschließt dabei zunächst die Auslaßöffnungen 50 aus der Brennkammer, wobei sich das Rückschlagventil 24 schließt. Zu diesem Zeitpunkt ist der Spülvorgang der Brennkammer gerade abgeschlossen.

Kurze Zeit später hat sich das Volumen des Gasraumes 30 der Pumpkammer 1 so weit 35 verringert, daß das Verbrennungsgas im Gasraum 30 etwa Atmosphärendruck erreicht hat. Etwa zu diesem Zeitpunkt, der wiederum eine bestimmte konstante Zeitdauer nach der Zündung liegt, öffnet die Steuereinrichtung 13 durch Betätigung des Ventils 89 die Verbrennungsgas- Auslaßventile 9. Das restliche Verbrennungsgas wird nunmehr durch die kinetische Energie der aus dem Zwischenspeicher 80 nachströmenden Flüssigkeit unter weiterer Verringerung des 40 Volumens des Gasraumes 30 der Pumpkammer 1 aus den Verbrennungsgas- Auslaßöffnungen 39 in die Auspuffleitung 27 gedrückt. Zusammen mit dem Verbrennungsgas wird auch die Kühlflüssigkeit aus dem Gasraum 30 in die Auspuffleitung 27 verdrängt und in dieser im Kühler 18 abgeschieden und von der Pumpe 88 wiederum in den Druckspeicher 87 gefördert.

Der Implosionstakt ist damit beendet und die Steuereinrichtung 13 schließt die 45 Verbrennungsgas- Auslaßventile 9 und verschiebt den Ventilteller 73 in seine untere Endposition. Durch Zündung des Arbeitsgases in der Brennkammer 2 wird ein neuer Explosionstakt initiiert.

Wie bereits erwähnt, wird die am Stellglied 17 einstellbare Leistung des Verbrennungsmotors nicht durch unterschiedliche Beladungen des Brennraumes 2 gesteuert 50 sondern dadurch, daß einzelne Takte ausgelassen werden, wenn keine Leistung benötigt wird, d.h. es erfolgt keine Zündung des Arbeitsgases im Brennraum, die Ventile 9 bleiben geschlossen und der Ventilteller 73 in seiner oberen Endstellung. Wie beschrieben, ist die verwendete Turbine 60 eine Radialturbine nach Art einer Francisturbine und arbeitet mit Schlupf zur durchströmenden Flüssigkeit. Ein hoher Flüssigkeitsschlupf in der Turbine bedeutet bei der Anwendung im gegenständlichen geschlossenen System aber keine insgesamte Verschlechterung des 55 Wirkungsgrades, da im Turbinendurchlauf nicht umgesetzte Kinetik bzw. Druck der Pumpflüssigkeit erneut dem Turbineneinlaß zugeführt wird, d.h. von der Turbine im Primärdurchlauf nicht gewandelte Kinetik der Pumpflüssigkeit wird im geschlossenen Kreislauf als hydraulische Schwungkreiskinetik eingelagert. Auf eine Verstellbarkeit der Turbinenschaufeln und/oder Leitflügel

kann somit verzichtet werden, die Drehzahl und das Drehmoment regeln sich lastdynamisch selbstständig durch erhöhten oder verringerten Schlupf der Pumpflüssigkeit in der Turbine. Die Geschwindigkeit des Pumpflüssigkeitsumlaufes wird wiederum durch die Brennerleistung bestimmt, welche sich aus der Häufigkeit der durchgeführten Zündungen ergibt.

5 Um innere Strömungsverluste (Reibung und Turbulenzen) möglichst gering zu halten, wurde die Pumpflüssigkeits-Fließstrecke so gestaltet, daß deren Querschnitt möglichst konstant bleibt. Das Umschalten der Pumpflüssigkeit von der Pumpkammer in den Zwischenspeicher und umgekehrt findet dabei ohne ein Aufeinandertreffen von gegenläufigen Strömungen statt (staustoßfreies hydraulisches Umschalten).

10 Durch den beschriebenen Motor werden Taktzahlen von über 100 pro Sekunde ermöglicht und es kann ein Motor mit 50 PS Leistung bereitgestellt werden, der ein Volumen von etwa 5 Litern bei einem Gewicht von etwa 10 kg aufweist. Innerhalb des Motors befinden sich etwa 3 Liter Pumpflüssigkeit im Umlauf.

15 Zur Verringerung des Schadstoffausstoßes können die Brennkammerwände eine relativ hohe Temperatur annehmen. Dazu besteht der Brenner aus keramischen Werkstoffen und weist zur Temperaturregelung in seinen Wandungen Kühlflüssigkeitsleitungen auf.

20

Patentansprüche:

1. Verbrennungskraftmaschine mit einer Brennkammer zum Verbrennen eines Kraftstoffes in einem Explosionstakt und einer mit der Brennkammer in Verbindung stehenden Pumpkammer, die über eine Flüssigkeits- Einlaßöffnung mit einer Pumpflüssigkeit befüllbar ist und aus deren Flüssigkeits- Auslaßöffnung die Pumpflüssigkeit unter Einwirkung des im Explosionstakt gebildeten Verbrennungsgases ausstoßbar ist, wobei ein Kreislauf für die Pumpflüssigkeit vorgesehen ist, in dem eine Radialturbine mit einem von der Pumpflüssigkeit im wesentlichen radial durchströmten Turbinenläufer angeordnet ist, dadurch gekennzeichnet, daß ein mit dem Turbinenausgang in Verbindung stehender, im Explosionstakt mit Pumpflüssigkeit befüllbarer und im Implosionstakt entleerbarer Zwischenspeicher (80) vorgesehen ist.
2. Verbrennungskraftmaschine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Pumpkammer (1) eine im wesentlichen rotationssymmetrische Form aufweist.
3. Verbrennungskraftmaschine nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß der Zwischenspeicher (80) eine im wesentlichen rotationssymmetrische Form aufweist und vorzugsweise im wesentlichen spiegelbildlich zur Pumpkammer (1) ausgebildet ist.
4. Verbrennungskraftmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß zur Ausbildung einer im wesentlichen radialen Strömung der Pumpflüssigkeit in der Pumpkammer die Flüssigkeits- Einlaßöffnung (52) in die Pumpkammer im zentralen Bereich der Pumpkammer und die Flüssigkeits- Auslaßöffnungen (36) im Bereich des äußeren Randes der Pumpkammer angeordnet sind.
5. Verbrennungskraftmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß die Pumpkammer (1) durch eine oder mehrere flexible, vorzugsweise elastisch dehbare Membranen (3) in einen Flüssigkeitsraum (31) und einen Gasraum (30) unterteilt ist.
6. Verbrennungskraftmaschine nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß mehrere im wesentlichen schlauchförmige Membrane (3) vorgesehen sind, die jeweils eine Verbrennungsgas- Einlaßöffnung (50) mit einer Verbrennungsgas- Auslaßöffnung (39) verbinden.
7. Verbrennungskraftmaschine nach Anspruch 5 oder Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, daß zur Ausbildung einer im wesentlichen radialen Strömung des Verbrennungsgases in der Pumpkammer (1) die Verbrennungsgas- Einlaßöffnung(en) (50) in die Pumpkammer (1) im zentralen Bereich der Pumpkammer (1) und die Verbrennungsgas- Auslaßöffnung(en) im Bereich des äußeren Randes der Pumpkammer (1) angeordnet sind.

8. Verbrennungskraftmaschine nach einem der Ansprüche 5 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß in den Gasraum (31) der Pumpkammer (1) Sprühdüsen (7) zum Einsprühen eines Kühlmediums, vorzugsweise einer Kühlflüssigkeit vorgesehen sind.
- 5 9. Verbrennungskraftmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 8, dadurch gekennzeichnet, daß zur Ausbildung einer im wesentlichen radialen Strömung der Pumpflüssigkeit im Zwischenspeicher (80) die Flüssigkeits- Einlaßöffnung (53) in den Zwischenspeicher (80) im zentralen Bereich des Zwischenspeichers (80) und die Flüssigkeits- Auslaßöffnungen (37) im Bereich des äußeren Randes des Zwischenspeichers (80) angeordnet sind.
- 10 10. Verbrennungskraftmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 9, dadurch gekennzeichnet, daß das Volumen des Zwischenspeichers (80) über eine flexible Wandung (81) veränderbar ist.
- 15 11. Verbrennungskraftmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 10, dadurch gekennzeichnet, daß die Turbine (60) scheibenförmige, vorzugsweise nach außen gewölbte Gehäuseober- sowie Gehäuseunterteile (62, 61) aufweist, welche jeweils im Bereich ihres äußeren Randes Flüssigkeits- Einlaßöffnungen (36, 37) sowie zentrale Öffnungen aufweisen.
- 20 12. Verbrennungskraftmaschine nach Anspruch 11, dadurch gekennzeichnet, daß das Turbinengehäuse radial innerhalb der Flüssigkeits- Einlaßöffnungen (36) einen Einlaß-Turbinkelkranz (63, 64), innerhalb dessen einen Freiraum für den Turbinenläufer und Leitschaufelkranz (65, 66) zur Fließrichtungszentrierung innerhalb dessen einen Auslaß- Leitschaufelkranz (65, 66) zur Fließrichtungszentrierung aufweist.
- 25 13. Verbrennungskraftmaschine nach Anspruch 12, dadurch gekennzeichnet, daß der Turbinenläufer einen Turbinenschaufelkranz (67) aufweist, der an einer axial zentrierten Scheibe (68) angeordnet ist, welche mit einem Läuferkäfig (69, 70) verbunden ist.
- 30 14. Verbrennungskraftmaschine nach Anspruch 13, dadurch gekennzeichnet, daß im Läuferkäfig (69, 70) ein drehschlüssig mit dem Läuferkäfig (69, 70) verbundener, aber axial Läuferkäfig (69, 70) axial zu diesem verschiebbar ist, der in einer ersten im Läuferkäfig verschiebbarer Ventilteller (73) angeordnet ist, der in einer ersten Endstellung im Läuferkäfig die Flüssigkeits- Einlaßöffnung (52) in die Pumpkammer (1) und in einer zweiten Endstellung im Läuferkäfig die Flüssigkeits- Einlaßöffnung (53) in den Zwischenspeicher (80) verschließt.
- 35 15. Verbrennungskraftmaschine nach Anspruch 14, dadurch gekennzeichnet, daß der Ventilteller (73) drehschlüssig mit der Antriebswelle (90) verbunden ist und über einen in einer zylindrischen Ausnehmung (75) in der Antriebswelle angeordneten Betätigungs Kolben (74) axial zu diesem verschiebbar ist.
- 40 16. Verbrennungskraftmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 15, dadurch gekennzeichnet, daß die Turbine (60) zwischen der Pumpkammer (1) und dem Zwischenspeicher (80) angeordnet ist, wobei die scheibenförmigen Gehäuseober- und Gehäuseunterteile (62, 61) der Turbine (60) Gehäusewandungen der Pumpkammer (1) und des Zwischenspeichers (80) bilden.
- 45 17. Verbrennungskraftmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 16, dadurch gekennzeichnet, daß die Brennkammer (2) zentral an der Pumpkammer (1) angeordnet ist.
18. Verbrennungskraftmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 17, dadurch gekennzeichnet, daß der Brenner aus keramischen Werkstoffen besteht und vorzugsweise in seinen Wandungen Kühlflüssigkeitsleitungen aufweist.
19. Verbrennungskraftmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 18, dadurch gekennzeichnet, daß die Querschnittsfläche der Fließstrecke der Pumpflüssigkeit im gesamten Kreislauf der Pumpflüssigkeit im wesentlichen konstant ist.

Hiezu 5 Blatt Zeichnungen

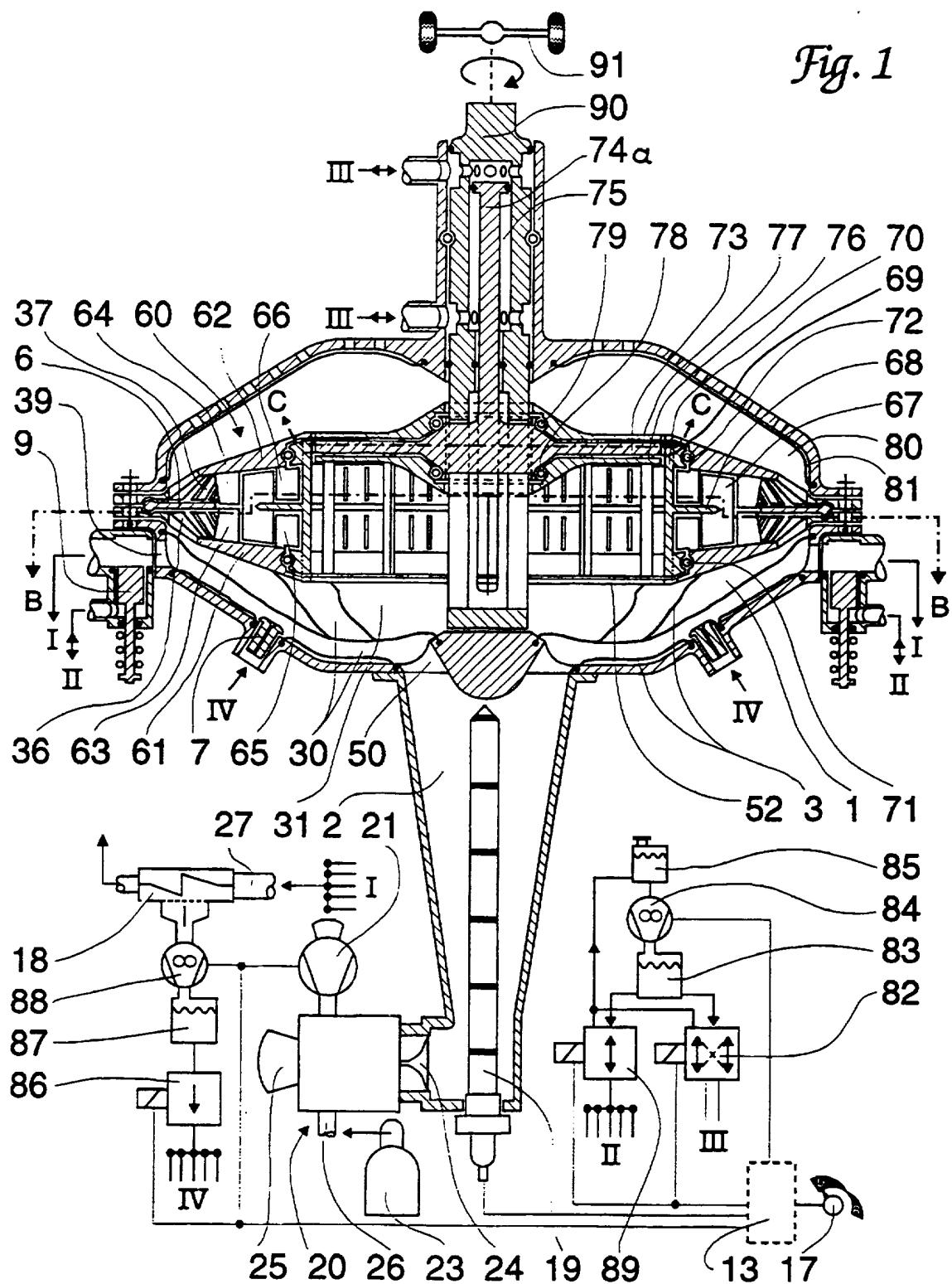


Fig. 2

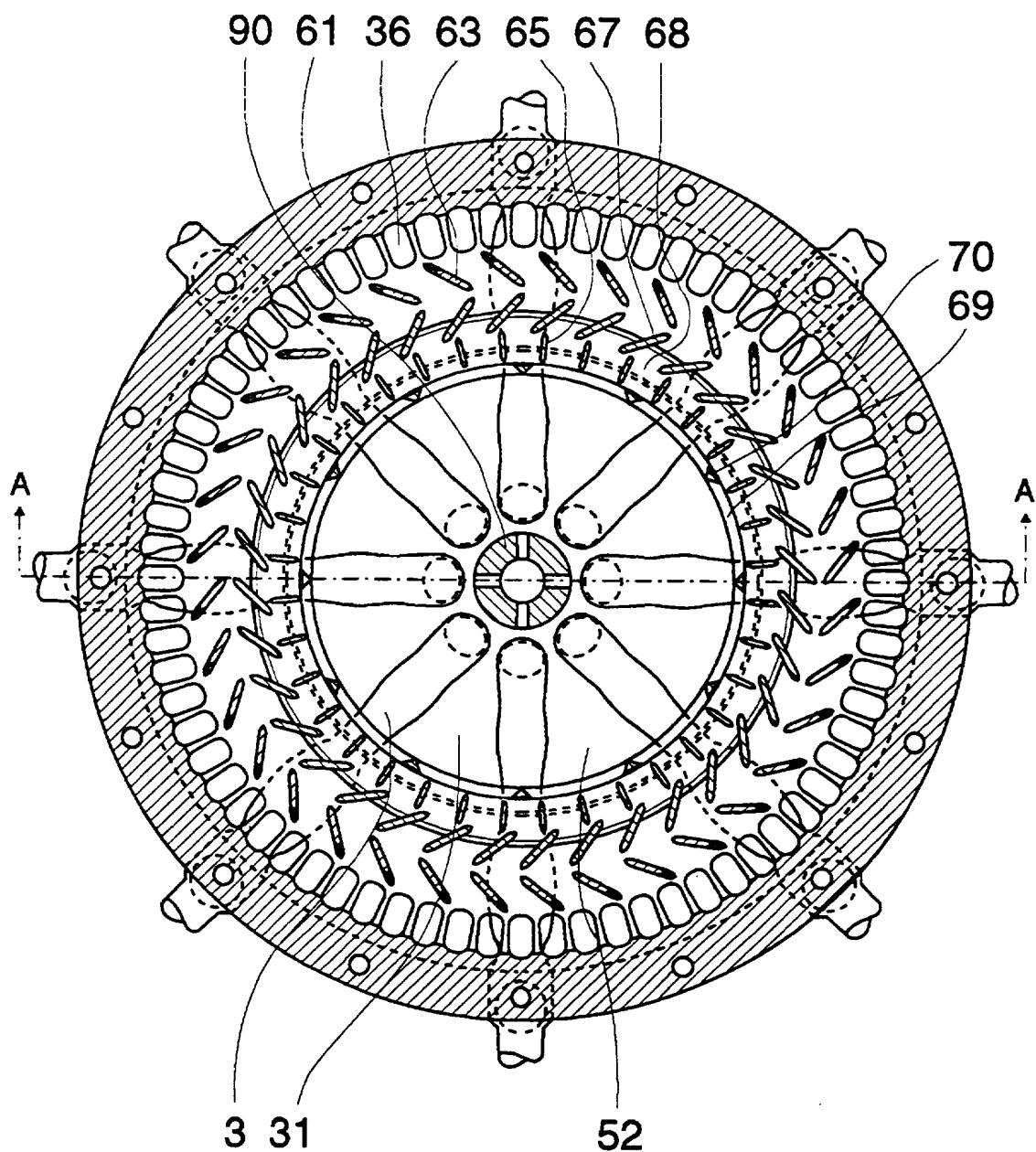


Fig. 3

