

(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
11. Oktober 2012 (11.10.2012)



(10) Internationale Veröffentlichungsnummer
WO 2012/136234 A1

(51) Internationale Patentklassifikation:

F01D 9/02 (2006.01) F02B 37/22 (2006.01)
F01D 17/14 (2006.01) F02B 37/02 (2006.01)

(21) Internationales Aktenzeichen: PCT/EP2011/006094

(22) Internationales Anmeldedatum:
6. Dezember 2011 (06.12.2011)

(25) Einreichungssprache: Deutsch

(26) Veröffentlichungssprache: Deutsch

(30) Angaben zur Priorität:
10 2011 016 529.0 8. April 2011 (08.04.2011) DE

(71) Anmelder (für alle Bestimmungsstaaten mit Ausnahme von US): DAIMLER AG [DE/DE]; Mercedesstrasse 137, 70327 Stuttgart (DE).

(72) Erfinder; und

(75) Erfinder/Anmelder (nur für US): SUMSER, Siegfried [DE/DE]; Buchauerstrasse 3, 70327 Stuttgart (DE). STREULE, Thomas [DE/DE]; Seerosenweg 7, 71364 Winnenden (DE). LÖFFLER, Paul [DE/DE]; Leonberger Strasse 49, 70199 Stuttgart (DE).

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

(84) Bestimmungsstaaten (soweit nicht anders angegeben, für jede verfügbare regionale Schutzrechtsart): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), eurasisches (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), europäisches (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

(54) Title: TURBINE FOR AN EXHAUST GAS TURBOCHARGER AND INTERNAL COMBUSTION ENGINE WITH SUCH A TURBINE

(54) Bezeichnung : TURBINE FÜR EINEN ABGASTURBOLADER SOWIE VERBRENNUNGSKRAFTMASCHINE MIT EINER SOLCHEN TURBINE

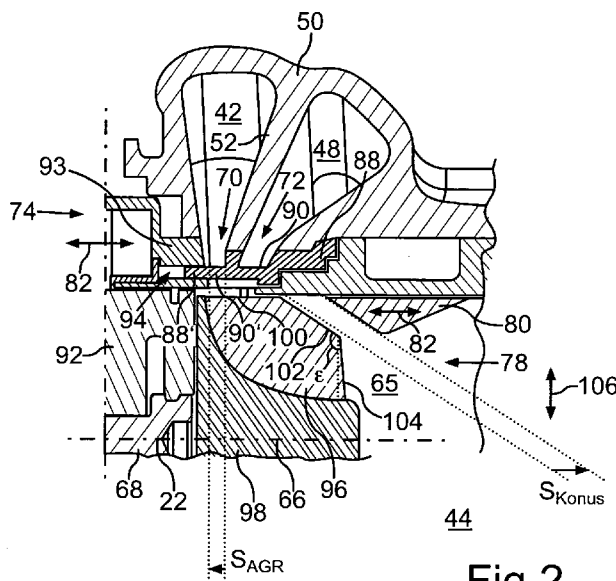


Fig. 2

(57) Abstract: The invention relates to a turbine (44) for an exhaust gas turbocharger (20) of an internal combustion engine (10), having a turbine housing (50) through which exhaust gas from the internal combustion engine (10) flows and in which a turbine wheel (66) is received at least in some regions so as to be rotatable about an axis of rotation (22). The turbine housing has at least two flow sections (42, 48) through each of which at least a part of the exhaust gas can flow and which are fluidically separated from one another at least in some regions. At least one nozzle (70, 72) is associated with said flow sections, via which nozzle exhaust gas flowing through the respective flow section (42, 48) can be fed to the turbine wheel (66) so that exhaust gas can act on the turbine wheel (66). A first adjusting unit (74) is associated with at least a first one of the nozzles (70, 72), wherein said adjusting unit can variably adjust a flow cross-section (S_{AGR}) of the first nozzle (70, 72) which has flowing through it the exhaust gas which flows through the associated flow section (70, 72). A second adjusting unit (76) is provided which is disposed at least partially in a turbine wheel outlet region (78) and by means of which flow conditions can be influenced at least substantially in the turbine wheel outlet region (78).

(57) Zusammenfassung:

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

WO 2012/136234 A1

**Veröffentlicht:**

- mit internationalem Recherchenbericht (Artikel 21 Absatz 3)

Die Erfindung betrifft eine Turbine (44) für einen Abgasturbolader (20) einer Verbrennungskraftmaschine (10), mit einem von Abgas der Verbrennungskraftmaschine (10) durchströmbar Turbinengehäuse (50), in welchem ein Turbinenrad (66) um eine Drehachse (22) drehbar zumindest bereichsweise aufgenommen ist und welches wenigstens zwei, jeweils von zumindest einem Teil des Abgases durchströmbar und zumindest bereichsweise fluidisch voneinander getrennten Fluten (42, 48) aufweist, welchen jeweils wenigstens eine Düse (70, 72) zugeordnet ist, über welche zum Beaufschlagen des Turbinenrads (66) mit Abgas das die jeweilige Flut (42, 48) durchströmende Abgas dem Turbinenrad (66) zuführbar ist, wobei zumindest einer ersten der Düsen (70, 72) eine erste Versteleinrichtung (74) zugeordnet ist, mittels welcher ein von dem die zugehörige Flut (70, 72) durchströmendem Abgas durchströmbarer Strömungsquerschnitt ($S_{\lambda, S_{AGR}}$) der ersten Düse (70, 72) variabel einstellbar ist, und dass eine zweite, zumindest teilweise in einem Turbinenradaustrittsbereich (78) angeordnete Versteleinrichtung (76) vorgesehen ist, mittels welcher Strömungsbedingungen zumindest im Wesentlichen in dem Turbinenradaustrittsbereich (78) beeinflussbar sind.

Turbine für einen Abgasturbolader sowie Verbrennungskraftmaschine mit einer solchen
Turbine

Die Erfindung betrifft eine Turbine für einen Abgasturbolader einer Verbrennungskraftmaschine der im Oberbegriff des Patentanspruchs 1 angegebenen Art sowie eine Verbrennungskraftmaschine für einen Kraftwagen mit einer solchen Turbine gemäß Patentanspruch 9.

Die EP 1 866 534 B1 offenbart einen Turbolader mit einer variabel einstellbaren Strömung, welche eine Turbinenkammer umfasst, in der eine Turbine zum Drehen montiert ist. Die Turbinenkammer ist durch mindestens ein Wandbauteil begrenzt. Der Turbolader umfasst ferner einen Einlassdurchgang, der zum Einführen von Abgas in die Turbinenkammer um die Turbinenkammer herum angeordnet ist. Ferner ist ein Auslassdurchgang vorgesehen, der sich von der Turbinenkammer aus erstreckt, zum Abgeben des Abgases. Das mindestens eine Wandbauteil weist ein bewegliches Wandbauteil auf, dessen Position relativ zu der Turbine einstellbar ist, um die Geometrie der Turbinenkammer zu verändern. Ferner ist vorgesehen, dass die Position des beweglichen Wandbauteils einstellbar ist, um einen Durchmesser der Turbine an einer Auslassseite der Turbine freizulegen, wodurch die Fläche und somit die Strömungskapazität der Turbine an dem Auslassdurchgang erhöht wird.

Ferner ist es aus dem Serienbau und aus der Entwicklung von Verbrennungskraftmaschinen bekannt, dass durch eine fortwährende Verschärfung von Emissionsgrenzwerten, insbesondere hinsichtlich Stickoxid-(NO_x-) und Rußemissionen eine starke Beeinflussung einer Aufladeeinrichtung zum Aufladen der Verbrennungskraftmaschinen gegeben ist.

Es ist daher Aufgabe der vorliegenden Erfindung, eine Turbine für einen Abgasturbolader einer Verbrennungskraftmaschine sowie eine Verbrennungskraftmaschine mit einer

solchen Turbine bereitzustellen, durch welche ein effizienter und emissionsarmer Betrieb der Verbrennungskraftmaschine ermöglicht ist.

Diese Aufgabe wird durch eine Turbine für einen Abgasturbolader einer Verbrennungskraftmaschine mit den Merkmalen des Patentanspruchs 1 sowie durch eine Verbrennungskraftmaschine mit einer solchen Turbine mit den Merkmalen des Patentanspruchs 9 gelöst. Vorteilhafte Ausgestaltungen mit zweckmäßigen und nicht-trivialen Weiterbildungen der Erfindung sind in den übrigen Ansprüchen angegeben.

Eine solche Turbine für einen Abgasturbolader einer Verbrennungskraftmaschine umfasst ein von Abgas der Verbrennungskraftmaschine durchströmbares Turbinengehäuse. In dem Turbinengehäuse ist ein Turbinenrad um eine Drehachse relativ zu dem Turbinengehäuse drehbar zumindest bereichsweise aufgenommen. Dazu ist durch das Turbinengehäuse beispielsweise ein Aufnahmeraum wenigstens bereichsweise begrenzt, in welche, das Turbinenrad zumindest bereichsweise angeordnet ist. Das Turbinengehäuse weist wenigstens zwei, jeweils von zumindest einem Teil des Abgases durchströmbare und zumindest bereichsweise fluidisch voneinander getrennte Fluten auf. Die Fluten sind beispielsweise durch eine Zwischenwandung, welche durch das Turbinengehäuse gebildet sind, fluidisch voneinander getrennt und voneinander unterteilt. Den Fluten ist jeweils wenigstens eine Düse zugeordnet, über welche zum Beaufschlagen des Turbinenrads mit Abgas das die jeweilige Flut durchströmende Abgas dem Turbinenrad zuführbar ist.

Die jeweiligen Düsen sind beispielsweise einerseits durch eine Wandung des Turbinengehäuses und andererseits durch die Zwischenwandung (welche auch durch das Turbinengehäuse gebildet sein kann) begrenzt.

Erfindungsgemäß ist vorgesehen, dass zumindest einer ersten der Düsen, welche auch als Teildüsen bezeichnet werden, eine erste Verstelleinrichtung zugeordnet ist. Mittels der ersten Verstelleinrichtung ist ein von dem die der ersten Düse zugeordnete Flut durchströmenden Abgas durchströmbarer Strömungsquerschnitt der ersten Düse variabel einstellbar.

Mit anderen Worten kann durch Verstellen der ersten Verstelleinrichtung, welcher beispielsweise wenigstens ein erstes Verstellelement zugeordnet ist, der Strömungsquerschnitt der ersten Düse freigegeben und demgegenüber zumindest

bereichsweise fluidisch versperrt wird. Dazu ist das erste Verstellelement beispielsweise relativ zu dem Turbinengehäuse beziehungsweise relativ zur ersten Düse bewegbar.

Ferner ist eine zweite, zumindest teilweise in einem Turbinenradaustrittsbereich des Turbinenrads angeordnete Verstelleinrichtung vorgesehen, mittels welcher Strömungsbedingungen zumindest im Wesentlichen in dem Turbinenradaustrittsbereich beeinflussbar sind. Die zweite Verstelleinrichtung umfasst beispielsweise wenigstens ein zweites Verstellelement, welches relativ zu dem Turbinengehäuse zumindest teilweise in dem Turbinenradaustrittsbereich bewegbar, insbesondere um eine Drehachse drehbar und/oder in axialer Richtung der Turbine translatorisch bewegbar, ist.

Auch das erste Verstellelement kann zum variablen Einstellen des Strömungsquerschnitts der ersten Düse um eine Drehachse drehbar und/oder translatorisch in axialer Richtung der Turbine bewegbar sein.

Durch die Verstelleinrichtungen ist eine Turbinenradeintrittsvariabilität in Form der ersten Verstelleinrichtung sowie eine Turbinenradaustrittsvariabilität in Form der zweiten Verstelleinrichtung dargestellt, durch welche die erfindungsgemäße Turbine bedarfsgerecht an unterschiedliche Betriebspunkte und Abgasmassenströme der Verbrennungskraftmaschine anpassbar ist. Dabei ist die erfindungsgemäße Turbine an zumindest im Wesentlichen jeden Betriebspunkt der Verbrennungskraftmaschine in deren gesamten Kennfeld anpassbar. Dadurch kann die erfindungsgemäße Turbine besonders effizient betrieben werden, was mit einem effizienten Betrieb der Verbrennungskraftmaschine einhergeht. So können der Kraftstoffverbrauch und die CO₂-Emissionen der Verbrennungskraftmaschine besonders gering gehalten werden.

Die eingangs geschilderte, fortwährende Verschärfung der Emissionsgrenzwerte führt insbesondere zu wachsenden Anforderungen hinsichtlich einer Ladedruckbereitstellung auf einer Ansaugseite der Verbrennungskraftmaschine. Zur Darstellung besonders hoher Mengen an rückzuführendem Abgas (AGR-Raten) über einem mittleren Lastbereich bis hin zur Vollast der Verbrennungskraftmaschine, um so insbesondere die Stickoxidemissionen- und die Rußemissionen der Verbrennungskraftmaschine gering zu halten, ist es von Vorteil, von Abgas der Verbrennungskraftmaschinen antreibbare Turbinen von Abgasturboladern mehr und mehr geometrisch zu verkleinern. Dies bedeutet, dass geforderte, hohe Turbinenleistungen der Turbinen durch eine Steigerung ihrer Aufstaufähigkeit beziehungsweise durch eine Reduktion der Schluckfähigkeit der

Turbinen im Zusammenspiel mit der zugehörigen Verbrennungskraftmaschine realisiert werden.

Des Weiteren wird ein Eintrittsdruckniveau der Turbinen gegebenenfalls durch einen Gegendruck einer Abgasnachbehandlungseinrichtung, insbesondere eines Rußfilters, gesteigert, wodurch die Geometrie und insbesondere die Dimensionen der Turbinen nochmals zu kleineren Werten hin ausgelegt werden, um Leistungsanforderungen hinsichtlich einer Verdichterleistung auf Seite des Ansaugtrakts befriedigen zu können. So kann eine ausreichende Menge beziehungsweise Masse an Verbrennungsluft bereitgestellt werden, so dass die Verbrennungskraftmaschinen geforderte hohe Leistungen und Drehmomente bereitstellen können. Die geschilderte Geometrieverkleinerungen der Turbinen kann zu relativ hohen Strömungsverlusten alleine schon durch Strömungsreibung führen.

Die erfindungsgemäße Turbine ermöglicht nun einerseits die Darstellung einer hohen Aufstaufähigkeit zur Realisierung der hohen Mengen an rückzuführendem Abgas. Andererseits ermöglicht sie die Darstellung hoher Verdichterleistungen infolge einer Kopplung eines entsprechenden Verdichters mit der erfindungsgemäßen Turbine, da sie insbesondere durch die Verstelleinrichtungen besonders bedarfsgerecht an unterschiedliche Betriebspunkte der Verbrennungskraftmaschine anpassbar ist.

Die Verstelleinrichtungen bieten dabei die Möglichkeit, die mit der geometrischen Verkleinerung der Turbinen einher gehende negative Beeinflussung des Wirkungsgrads der Turbinen zu kompensieren oder gar zu überkompensieren, so dass die erfindungsgemäße Turbine besonders effizient betrieben werden kann. Dabei ermöglicht insbesondere ihre zweiflutige Ausgestaltung die Darstellung sehr hoher Mengen an rückzuführendem Abgas, so dass die Verbrennungskraftmaschine nur sehr geringe Stickoxid-(NO_x-) sowie geringe Rußemissionen aufweist.

Um die Turbine weiter zu optimieren, können sowohl Strömungsquerschnitte der Düsen wie auch Strömungsquerschnitte in dem Turbinenradaustrittsbereich derart quantifiziert werden, dass eine Gefälleaufteilung eines Gesamtgefälles der Turbine so eingestellt ist, dass zumindest im Wesentlichen das halbe Exergiegefälle stromauf des Turbinenrads in Geschwindigkeitsenergie umgesetzt wird. Die zweite Hälfte des Exergiegefälles wird in einem Turbinenradkanal, der beispielsweise durch zwei Laufradschaufeln des Turbinenrads begrenzt ist, also im Relativsystem, in Geschwindigkeitsenergie umgewandelt.

Insbesondere bei mobilen Anwendungen, das heißt bei der Verwendung der Turbine für Verbrennungskraftmaschinen in Kraftwagen, kann vorgesehen sein, dass das Gefälle derart aufgeteilt ist, dass stromauf des Turbinenrads gegenüber dem Radkanal der größere Exergiebetrag des Gesamtgefälles in Geschwindigkeit umgesetzt wird. Der Reaktionsgrad der Turbine, dessen Definition der Quotient der Geschwindigkeitsumwandlung vom Turbinenrad zur Düse bedeutet, liegt somit bei den Turbinen zumindest im Wesentlichen unterhalb von 0,5. Der Reaktionsgrad, an dem maximale Turbinenwirkungsgrade erzielbar sind, hat sich bei den meisten Turbinen, welche insbesondere als Radialturbinen ausgebildet sind, jedoch im Bereich von Reaktionsgraden von 0,5 manifestiert. Bei Varioturbinen und/oder asymmetrischen Turbinen ist beispielsweise ein Reaktionsgrad im Nennpunkt der Verbrennungskraftmaschine bei einer Optimierung aus dem Fahrbereich häufig mit niedrigen Wirkungsgraden und überhöhten Reaktionsgraden im Bereich von größer als 0,6 vorgesehen.

Die erfindungsgemäße Turbine ermöglicht es dabei, auf den Reaktionsgrad der Turbine von Seiten des Turbinenrads einzuwirken. So kann die Durchsatzfähigkeit der erfindungsgemäßen Turbine von Seiten des Turbinenrads her gesteigert und die Turbine bei hohen Durchsätzen mit günstigen Reaktionsgraden und relativ geringen Austrittsverlusten betrieben werden.

Dabei ist es insbesondere möglich, auf eine Umgehungseinrichtung, mittels welcher das Turbinenrad von Abgas zu umgehen ist, zu verzichten. Dies hält die Teileanzahl und den Bauraumbedarf der erfindungsgemäßen Turbine gering, was zur Lösung und/oder Vermeidung von Package-Problemen insbesondere in einem platzkritischen Bereich wie einem Motorraum eines Kraftwagens, insbesondere eines Personenkraftwagens, beiträgt.

Dadurch kann die Verbrennungskraftmaschine mit der erfindungsgemäßen Turbine, welche die geschilderten Geometrieverkleinerung aufweist, mit einem nur geringen Kraftstoffverbrauch betrieben werden, wobei die Turbine ein besonders gutes transientes Verhalten und/oder eine Möglichkeit bietet, großen Mengen an rückzuführendem Abgas darzustellen, insbesondere bei hohen Lasten. Gleichzeitig ermöglicht es die Turbine, eine ausreichende Luftversorgung der Verbrennungskraftmaschine über den entsprechenden Antrieb des Verdichters im Fahrbetrieb zu bewirken, und das auch bei hohen Drehzahlen.

Dies kommt insbesondere bei der als Ottomotor ausgebildeten Verbrennungskraftmaschine vorteilhaft zum Tragen, da aufgrund der Anforderungen an

das Fahrverhalten meist Abblaseraten von 50 % oder mehr realisiert werden. Eine solche Abblaserate bezieht sich dabei auf den Anteil des gesamten Abgases der Verbrennungskraftmaschine, welcher mittels der Umgehungseinrichtung um das Turbinenrad herum geführt wird, so dass das Turbinenrad von dem das Turbinenrad zugehenden Abgas nicht angetrieben wird.

Die Verstelleinrichtungen der erfindungsgemäßen Turbine weisen auch den Vorteil auf, dass die zweiflutige Turbine, insbesondere wenn die Fluten asymmetrisch zueinander ausgebildet sind, für jede Flut quasi einen eigenen Reaktionsgrad aufweist, den man von Seiten des Turbinenrads her zur Befriedigung von Kraftstoffverbrauchs- und Emissionsanforderungen zur Optimierung beeinflussen möchte und durch die Verstelleinrichtungen auch beeinflussen kann.

Weitere Vorteile, Merkmale und Einzelheiten der Erfindung ergeben sich aus der nachfolgenden Beschreibung bevorzugter Ausführungsbeispiele sowie anhand der Zeichnung. Die vorstehend in der Beschreibung genannten Merkmale und Merkmalskombinationen sowie die nachfolgend in der Figurenbeschreibung genannten und/oder in den Figuren alleine gezeigten Merkmale und Merkmalskombinationen sind nicht nur in der jeweils angegebenen Kombination, sondern auch in anderen Kombinationen oder in Alleinstellung verwendbar, ohne den Rahmen der Erfindung zu verlassen.

Die Zeichnung zeigt in:

- Fig. 1 eine Prinzipdarstellung einer Verbrennungskraftmaschine mit einer zweiflutigen Turbine, welche zwei Verstelleinrichtungen aufweist, mittels welcher die Turbine an unterschiedliche Betriebspunkte der Verbrennungskraftmaschine variabel anpassbar ist;
- Fig. 2 ausschnittsweise eine schematische Längsschnittansicht einer Ausführungsform der Turbine gemäß Fig. 1;
- Fig. 3 ausschnittsweise eine schematische Längsschnittansicht einer weiteren Ausführungsform der Turbine gemäß Fig. 2;

- Fig. 4 ein Schaubild mit einem Verlauf des Durchsatzparameters der Turbine gemäß den Fig. 1 bis 3 bei Verstellen einer der Verstelleinrichtungen;
- Fig. 5 ein Schaubild mit drei Verläufen des Durchsatzparameters der Turbine gemäß den Fig. 1 bis 3 bei Verstellen einer der Verstelleinrichtungen; und
- Fig. 6 ein Schaubild mit drei Verläufen des Durchsatzparameters der Turbine gemäß den Fig. 1 bis 3 über dem Turbinendruckverhältnis der Turbine gemäß den Fig. 1 bis 3.

Die Fig. 1 zeigt eine Verbrennungskraftmaschine 10 mit sechs Zylindern 12 eines Kraftwagens. Während des Betriebs der Verbrennungskraftmaschine 10 saugt diese Luft aus der Umgebung an. Die Luft durchströmt zunächst einen in einem Ansaugtrakt 14 der Verbrennungskraftmaschine 10 angeordneten Luftfilter 16, mittels welchem die Luft gereinigt wird. In dem Ansaugtrakt ist auch ein Verdichter 18 eines Abgasturboladers 20 angeordnet. Der Verdichter 18 umfasst ein um eine Drehachse 22 drehbares Verdichterrad 24, mittels welchem die angesaugte Luft verdichtet wird.

Durch das Verdichten der Luft wird diese erwärmt. Zur Darstellung eines besonders hohen Aufladegrads der Luft ist in dem Ansaugtrakt 14 ein Ladeluftkühler 26 angeordnet, welcher die verdichtete und dadurch erwärmte Luft wieder kühlt. Die so verdichtete und gekühlte Luft strömt zu einem in dem Ansaugtrakt 14 angeordneten Ladeluftverteiler 28, von welchem die verdichtete Luft auf die Zylinder 12 aufgeteilt wird und von welchem die Luft in die Zylinder 12 einströmt.

Stromauf der Zylinder 12 wird die verdichtete Luft mit Kraftstoff beaufschlagt. Ergänzend und alternativ kann vorgesehen sein, dass Kraftstoff zumindest im Wesentlichen direkt in den Zylinder 12 eingespritzt wird. In jeglichem Fall ist in den Zylindern 12 ein Kraftstoff-Luft-Gemisch gegeben, welches von in den Zylindern 12 aufgenommenen und translatorisch relativ zu den Zylindern 12 bewegbaren Kolben verdichtet und anschließend beispielsweise durch Selbstzündung oder mittels einer Fremdzündeinrichtung gezündet wird. Daraus resultiert eine Verbrennung sowie eine Expansion des Kraftstoff-Luft-Gemisches, wodurch die Kolben sich translatorisch bewegend angetrieben werden.

Die Kolben sind über jeweilige Pleuel mit einer Kurbelwelle 30 der als Hubkolbenmaschine ausgebildeten Verbrennungskraftmaschine 10 gekoppelt. Infolge dieser gelenkigen Kopplung werden die translatorischen Bewegungen der Zylinder 12 in eine rotatorische Bewegung der Kurbelwelle 30 umgewandelt, was in der Fig. 1 durch einen Richtungspfeil 32 dargestellt ist.

Aus der Verbrennung der Kraftstoff-Luft-Gemische in den Zylindern 12 resultiert ein Abgas, welches von den Kolben aus den Zylindern 12 ausgeschoben wird. Das Abgas strömt zu in einem Abgastrakt 34 der Verbrennungskraftmaschine angeordnete Abgaskrümmern 36 und 38.

Wie der Fig. 1 zu entnehmen ist, sammelt der Abgaskrümmern 36 das Abgas von drei der sechs Zylinder 12, während der Abgaskrümmern 38 das Abgas der anderen drei der sechs Zylinder 12 sammelt.

Der Abgaskrümmern 36 ist über entsprechende Abgasverrohungen 40 mit einer ersten Flut 42 einer Turbine 44 des Abgasturboladers 20 fluidisch verbunden. Analog dazu ist der Abgaskrümmern 38 über entsprechende Abgasverrohungen 46 fluidisch mit einer zweiten Flut 48 der Turbine 44 verbunden. Wie insbesondere den Fig. 2 und 3 zu entnehmen ist, umfasst die Turbine 44 ein Turbinengehäuse 50, durch welches die Fluten 42 und 48 gebildet sind. Die Fluten 42 und 48 sind dabei von einer Zwischenwandung 52 des Turbinengehäuses 50 zumindest bereichsweise fluidisch voneinander getrennt.

Durch die entsprechende fluidische Verbindung der Fluten 42 und 48 mit den Abgaskrümmern 36 und 38 kann das Abgas von drei der sechs Zylinder 12 die Flut 42 durchströmen, während das Abgas der anderen drei der Zylinder 12 durch die Flut 48 strömen kann.

Die Verbrennungskraftmaschine 10 umfasst eine Abgasrückführeinrichtung 54, welche eine Rückführleitung 56 umfasst. Die Rückführleitung 56 ist einerseits an einer Abzweigstelle 58 mit den Abgasverrohungen 40 der Flut 42 fluidisch verbunden. Andererseits ist die Rückführleitung 56 an einer Einleitstelle 60 fluidisch mit dem Ansaugtrakt 14 verbunden. So kann Abgas von den dreien der Zylinder 12 an der Abzweigstelle 58 aus den Abgasverrohungen 40 abgezweigt, zu dem Ansaugtrakt 14 rückgeführt und an der Einleitstelle 60 in den Ansaugtrakt 14 eingeleitet werden. So kann die den Ansaugtrakt 14 durchströmende Luft mit Abgas beaufschlagt werden. Dadurch

können die Stickoxid-(NO_x-) sowie die Rußemissionen der Verbrennungskraftmaschine 10 gering gehalten werden.

Die Abgasrückführeinrichtung 54 umfasst ein Abgasrückführventil 62, mittels welchem eine Menge an rückzuführendem Abgas variabel einstellbar ist. Ferner umfasst die Abgasrückführeinrichtung 54 einen Abgasrückführkühler 64, mittels welchem das rückzuführende Abgas kühlbar ist.

Daraus ergibt sich, dass die Flut 42 als so genannte AGR-Flut ausgebildet ist (AGR – Abgasrückführung). Der Flut 42 kommt dabei insbesondere die Aufgabe zu, für ein gewünschtes und entsprechend hohes Aufstauverhalten der Turbine 44 zu sorgen, damit besonders hohe Mengen an rückzuführendem Abgas darstellbar sind. Dabei sind insbesondere Mengen an rückzuführendem Abgas vorteilhaft, welche 50 % der Gesamtmenge des Abgases der Verbrennungskraftmaschine 10 betragen.

Die Flut 48 ist als so genannte λ -Flut ausgebildet. Der Flut 48 kommt dabei insbesondere die Aufgabe zu, eine erwünschte und vorteilhafte Luftversorgung der Verbrennungskraftmaschine 10 auf Seiten des Ansaugtrakts 14 bereitzustellen, so dass ein erwünschtes Verbrennungsluftverhältnis (λ) in den Zylindern 12 vorliegt, damit die Verbrennungskraftmaschine 10 hohe Leistungen und Drehmomente bereitstellen kann.

Wie den Fig. 2 und 3 ferner zu entnehmen ist, ist durch das Turbinengehäuse 50 ein Aufnahmeraum 65 zumindest bereichsweise begrenzt, in welchem ein Turbinenrad 66 der Turbine 44 zumindest bereichsweise aufgenommen ist. Das Turbinenrad 66 ist dabei um die Drehachse 22 relativ zum Turbinengehäuse 50 drehbar und mit einer Welle 68 des Abgasturboladers 20 drehfest verbunden. Mit der Welle 68 ist auch das Verdichterrad 24 drehfest verbunden, so dass das Verdichterrad 24 von dem Turbinenrad 66 über die Welle 68 angetrieben werden kann.

Um das Turbinenrad 68 anzutreiben, wird das Abgas über die Fluten 42 und 48 zu dem Turbinenrad 66 geführt. Dabei strömt das die Flut 42 durchströmende Abgas über eine erste, der Flut 42 zugeordnete Düse 70 aus und das Turbinenrad 66 an. Ebenso strömt das die Flut 48 durchströmende Abgas über eine Düse 72 der Flut 48 aus dieser aus und das Turbinenrad 66 an.

Die Turbine 44 gemäß Fig. 1 umfasst nun eine Verstelleinrichtung 74, welche lediglich der Düse 70 der Flut 42 zugeordnet ist. Dadurch ist ein Strömungsquerschnitt S_{AGR} der Düse 70 variabel einstellbar.

Die Turbine 44 gemäß Fig. 1 umfasst ferner eine weitere Verstelleinrichtung 76, mittels welcher Strömungsbedingungen in einem Turbinenradaustrittsbereich 78 variabel einstellbar sind.

Bei der Verstelleinrichtung 76 handelt es sich beispielsweise um einen in den Fig. 2 und 3 erkennbaren Konusschieber, welcher ein zumindest im Wesentlichen konusförmiges Verstellelement 80 umfasst. Das konusförmige Verstellelement 80 ist dabei in axialer Richtung der Turbine 44 gemäß einem Richtungspfeil 82 relativ zum Turbinengehäuse 50 verschiebbar. Durch Verschieben des Verstellelements 80 kann ein stromab des Turbinenrads 66 angeordneter, engster Strömungsquerschnitt der Turbine 44 variabel eingestellt werden, wobei sich der stromab des Turbinenrads angeordnete, engste Strömungsquerschnitt im drehenden Relativsystem des Turbinenradaustrittsbereichs 78 befindet.

Mit anderen Worten ist mittels der Verstelleinrichtung 74 ein insbesondere engster Strömungsquerschnitt, nämlich der Strömungsquerschnitt S_{AGR} stromauf des Turbinenrads 66 variabel einstellbar, während mittels der Verstelleinrichtung 76 der stromab des Turbinenrads angeordnete engste Strömungsquerschnitt variabel einstellbar ist. Der stromab des Turbinenrads angeordnete, engste Strömungsquerschnitt wird dabei als S_{Konus} bezeichnet.

Der Düse 72, das heißt also der λ -Flut, ist bei der Turbine 44 gemäß Fig. 1 keine solche Verstelleinrichtung zugeordnet. Ist die Turbine 44 bezogen auf die Flut 42 als so genannte Varioturbine ausgebildet (aufgrund der Verstelleinrichtung 74), so ist die Turbine 44 bezogen auf die Flut 48 beziehungsweise die Düse 72 als Festgeometrieturbine ausgebildet. Die Verbrennungskraftmaschine 10 umfasst eine Regelungseinrichtung 84, mittels welcher die Verstelleinrichtung 74 und 76 steuerbar oder regelbar sind. Die Verstelleinrichtung 76 kann beispielsweise über eine einfache Steuerung, beispielsweise über den Ladedruck des Abgasturboladers 20, gesteuert werden. Dies hält die Kosten gering.

In dem Abgastrakt 34 ist stromab der Turbine 44 eine Abgasnachbehandlungseinrichtung 86 angeordnet, mittels welcher das den Abgastrakt 34 durchströmende Abgas zu reinigen

ist, bevor es an die Umwelt entlassen wird. Die Abgasnachbehandlungseinrichtung 86 umfasst beispielsweise einen Partikelfilter, mittels welchem Rußpartikel zurückgehalten werden können, um so die Rußemissionen des Kraftwagens. besonders gering zu halten.

Wie der Fig. 2 zu entnehmen ist, kann der Düse 72 ein Leitgitter 88 zugeordnet sein. Das Leitgitter umfasst eine Mehrzahl von Leitschaufeln 90, mittels welchen das die Flut 48 durchströmende Abgas entsprechend umlenkbar ist. So kann das Turbinenrad 66 mit einem besonders günstigen Strömungswinkel angeströmt werden. In der Fig. 2 ist auch Lagergehäuse 92 des Abgasturboladers 20 dargestellt, an welchem die Welle 68 und über die Welle 68 das Verdichterrad 24 und das Turbinenrad 66 um die Drehachse 22 drehbar gelagert sind.

Auch der Düse 72 ist ein Leitgitter 88' mit einer Mehrzahl an Leitschaufeln 90' zugeordnet, welche das die Flut 42 durchströmende Abgas entsprechend ablenken, um so das Turbinenrad 66 strömungsgünstig anströmen zu können.

Zum variablen Einstellen des Strömungsquerschnitts S_{AGR} der Düse 70 ist eine Matrize 93 der Verstelleinrichtung 74 vorgesehen. Die Matrize 93 ist dabei gemäß dem Richtungspfeil 82 relativ zum Lagergehäuse 92 und relativ zum Turbinengehäuse 50 translatorisch verschiebbar. Durch die Matrize 93 sind Aufnahmen 94 gebildet, in welchen die Leitschaufeln 90' des Leitgitters 88' zumindest bereichsweise aufnehmbar sind. Mit anderen Worten können die Leitschaufeln 90' des Leitgitters 88' in die Aufnahmen 94 der Matrize 93 eintauchen und somit sowohl stromab als auch stromauf der Leitschaufeln 90' abgedeckt beziehungsweise überdeckt werden. Durch die verschiebbare Matrize 93 kann somit eine Schaufelhöhe der Leitschaufeln 90 variabel eingestellt werden. Damit ist das Leitgitter 88' variabel ausgebildet, während das Leitgitter 88 fest ausgebildet ist.

In der Fig. 2 ist auch eine Laufradschaufel 96 erkennbar, welche fest mit einem Nabenkörper 98 des Turbinenrads 66 verbunden ist. Durch die Laufradschaufel 96 ist eine zumindest im Wesentlichen in axialer Richtung gemäß dem Richtungspfeil 82 verlaufende Anströmkante 100 gebildet, über welche das Turbinenrad 66 von dem Abgas anströmbar ist. Ferner sind durch die Laufradschaufeln 96 Abströmkanten 102 und 104 gebildet, über welche das Turbinenrad 36 beziehungsweise die Laufradschaufel 96 von dem Abgas abströmbar ist. Die als Hauptaustrittskante bezeichnete Abströmkante 104 verläuft dabei zumindest im Wesentlichen in radialer Richtung des Turbinenrads gemäß einem Richtungspfeil 106. Die als Varioaustrittskante bezeichnete Abströmkante 102

verläuft dabei sowohl schräg zur Anströmkante 100 als auch schräg zur Abströmkante 104 und verläuft somit schräg zur axialen Richtung des Turbinenrads 66.

Zum variablen Einstellen des stromab des Turbinenrads 66 angeordneten, engsten Strömungsquerschnitts S_{Konus} kann mittels des Verstellelements 80 die Varioaustrittskante fluidisch zumindest im Wesentlichen versperrt oder demgegenüber freigegeben werden.

In der in der Fig. 2 gezeigten Meridionalansicht insbesondere des Turbinenrads 66 schließt die Abströmkante 102 einen Winkel ϵ mit der radialen Richtung des Turbinenrads gemäß dem Richtungspfeil 106 ein, welcher in einem Bereich von einschließlich zumindest im Wesentlichen 45 Grad bis einschließlich zumindest im Wesentlichen 60 Grad liegt.

Die als Radialturbine ausgebildete Turbine 44 kann somit sowohl die Rückführung von Abgas als auch die Versorgung der Verbrennungskraftmaschine 10 mit einer gewünschten Menge beziehungsweise Masse an Luft insbesondere durch das Vorsehen der Verstelleinrichtungen 74 und 76 maßgebend beeinflussen.

Die λ -Flut (Flut 48) sowie die Verstelleinrichtung 76, welche eine Turbinenradaustrittsvariabilität darstellt, werden auf einen optimalen Ladungswechsel hin entwickelt, so dass besonders vorteilhafte und wirkungsgradgünstige Reaktionsgrade der Turbine 44 für hohe Turbinenwirkungsgrade über die Einstellbarkeit des Strömungsquerschnitts S_{Konus} darstellbar sind.

Die Regelungseinrichtung 84 wird für einen emissions- und kraftstoffverbrauchsoptimalen Betrieb der Verbrennungskraftmaschine 10 Regelgrößen beziehungsweise Steuergrößen der Verstelleinrichtungen 74 und 76 so kontrollieren beziehungsweise einstellen, dass sich eine gewünschte AGR-Rate, das heißt eine gewünschte Menge an rückzuführendem Abgas, sowie auch ein optimales Luft-Kraftstoff-Verhältnis λ ergeben.

Mittels durch die Verstelleinrichtungen 74 und 76 geschaffenen Freiheitsgrade sind insbesondere in Aufwärmphasen der Verbrennungskraftmaschine 10 und bei der Durchführung der Abgasrückführung bewusst Wirkungsgradverschlechterungen einstellbar, welche ein schnelles Erreichen von notwendigen Betriebstemperaturen, beispielsweise der Abgasnachbehandlungseinrichtung 86, sowie notwendige Bauteiltemperaturen bewirkt. Dadurch kann ein effektives und effizientes Thermomanagement der Verbrennungskraftmaschine 10 durchgeführt werden. Insbesondere kann dadurch beispielsweise der Partikelfilter der

Abgasnachbehandlungseinrichtung 36 abgebrannt und so von aufgenommenen Rußpartikeln gereinigt werden.

Ein besonderer Vorteil der Turbine 44 gemäß Fig. 2 ist, dass die Leitschaufel 90' des Leitgitters 88' zumindest im Wesentlichen vollständig fluidisch mittels der Matrize 93 versprerrbar ist. Dabei berührt eine Stirnseite 108 der Matrize 93 die durch das Turbinengehäuse gebildete Zwischenwandung 52, so dass der Strömungsquerschnitt S_{AGR} zumindest im Wesentlichen 0 beträgt. Dadurch ist die Matrize 98 in ihrer Schließstellung eingestellt, wodurch, bis auf etwaige vorhandene Leckagen, welche an relativ zueinander bewegbaren Bauteilen prinzipbedingt nicht zu vermeiden sind, Abgasraten (AGR-Raten) von zumindest im Wesentlichen und zumindest nahezu 50 % darstellbar sind. Dies bedeutet, dass zumindest im Wesentlichen 50 % des gesamten Abgases der Verbrennungskraftmaschine 10 vom Abgastrakt 34 zum Ansaugtrakt 14 rückgeführt und in diesen eingeleitet werden können. Die Einstellbarkeit dieser hohen AGR-Raten bei fast vollständigen Verschließen der Düse 70 der AGR-Flut sind in niedrigen Teillastbetriebspunkten und in Phasen des Thermomanagements der Verbrennungskraftmaschine 10 vorteilhaft nutzbar.

Die Fig. 2 zeigt die Matrize 93 in ihrer maximalen Öffnungsposition. Dabei ist der Strömungsquerschnitt S_{AGR} auf seinen maximalen Wert $S_{AGR,max}$ eingestellt. Der Einfluss der λ -Flut (Flut 48) auf das Luft-Kraftstoff-Verhältnis λ geht bei der Turbine 44 von dem Strömungsquerschnitt S_{Konus} aus, welcher durch die Verstelleinrichtung 76 einstellbar ist.

In einer maximalen Schließposition der Verstelleinrichtung 76 und damit des Verstellelements 80 befindet sich die Verstelleinrichtung 76, welche auch als Konusschieber bezeichnet wird, in einer Position, in welcher zwischen Abströmkante 102 und dem konusförmigen Verstellelement 80 ein engster Spalt ausgebildet ist. Dabei findet die Abströmung des Turbinenrads 66 zumindest im Wesentlichen nur über die Hauptaustrittskante (Abströmkante 104) statt.

Ab einer gewissen Öffnungsposition des Konusschiebers ausgehend von der maximalen Schließstellung erfolgt auch eine merkliche Überströmung der Abströmkante 102, wodurch eine wirksame variable Öffnung des engsten Strömungsquerschnitts S_{Konus} im Turbinenradaustrittsbereich 78 mit einer wirkungsgradgünstigen Umlenkung der Strömung im Turbinenrad 66 realisiert ist.

Die Fig. 3 zeigt eine alternative Ausführungsform der Turbine 44 gemäß Fig. 2. Wie der Fig. 3 zu entnehmen ist, ist der Düse 72 der λ -Flut (Flut 48) kein Leitgitter mit Leitschaufeln zugeordnet. Ein Strömungsquerschnitt S_λ der Düse 72 wird dabei einerseits von dem Turbinengehäuse 50 und andererseits von der durch das Turbinengehäuse 50 gebildeten Zwischenwandung 52 zwischen den Fluten 42 und 48 begrenzt. Dies bedeutet, dass die Düse 72 der λ -Flut eine freie Ringdüse ohne Radialgitter oder dergleichen ist. Eine Drallcharakteristik der λ -Flut für einen gewichtigen Turbinenleistungsanteil wird demnach durch eine Spiralandimensionierung der λ -Flut bewerkstelligt. Dies bedeutet, dass die Flut 42 und/oder 48 zumindest im Wesentlichen als Spiralkanal ausgebildet sein können, welche sich zumindest im Wesentlichen in Umfangsrichtung des Turbinenrads 66 über dessen Umfang erstrecken.

Ist die Matrize 93 gemäß Fig. 2 auf Seiten des Lagergehäuses 92 angeordnet, so sind gemäß Fig. 3 sowohl die Matrize 93 zur Einstellung der Schaufelhöhe der Leitschaufeln 90' als auch das konusförmige Verstellelement 80 auf Seiten des Turbinenradaustrittsbereichs 78 angeordnet. Dadurch können die Verstelleinrichtungen 74 und 76 durch eine geeignete Kopplungseinrichtung beispielsweise mechanisch miteinander gekoppelt werden, so dass lediglich ein Stellglied, beispielsweise eine Elektromotor oder dergleichen, vonnöten ist und vorgesehen werden kann, um die Matrize 93 und das Verstellelement 80 gemäß den Richtungspfeilen 82 bewegen. Durch eine entsprechende Übersetzung kann dabei die Matrize 93 um einen Verstellweg bewegt werden, welcher sich gegebenenfalls von dem Verstellweg, in welchem das Verstellelement 80 bewegt wird, unterscheidet.

Die Fig. 4 bis 6 dienen insbesondere dazu, das Durchsatzverhalten der Turbine 44 mit den Verstelleinrichtungen 74 und 76 darzustellen. Die Fig. 4 zeigt ein Diagramm 110, auf dessen Abszisse 112 das Verhältnis aus dem eingestellten Strömungsquerschnitt S_{AGR} und dem maximal einstellbaren Strömungsquerschnitt $S_{AGR,max}$ aufgetragen ist. Auf der Ordinate 114 des Diagramms 110 ist der kritische Durchsatzparameter der Turbine 44 aufgetragen. In dem Diagramm 110 ist ein Verlauf 116 dargestellt, welcher ein lineares Öffnungsverhalten mittels des kritischen Durchsatzparameters der Turbine 44 über dem Verhältnis $S_{AGR}/S_{AGR,max}$ der variablen Schaufelhöhe der Leitschaufeln 90' des Gitters 88' der AGR-Flut (Flut 42) zeigt.

Dabei stellt das Verhältnis $S_{AGR}/S_{AGR,max}$ eine relative Stellgröße der Turbine 44 dar. Bei der Verstellung des Strömungsquerschnitts S_{AGR} ist der Strömungsquerschnitt S_{Konus} , welcher eine Turbinenradaustrittsfläche darstellt, zumindest im Wesentlichen konstant

gehalten. Das Verhältnis $S_{AGR}/S_{AGR_{max}}$ stellt somit die relative Schaufelhöhe der Leitschaufeln 90' des Leitgitters 88' der AGR-Flut dar. Ein Verhältnis der eingestellten Turbinenradaustrittsfläche S_{Konus} zur maximal möglich einstellbaren Turbinenradaustrittsfläche $S_{Konus,max}$ beträgt dabei beispielsweise zumindest im Wesentlichen 0,5 und ist konstant. Dabei ist das Turbinendruckverhältnis π_{T-S} größer als das kritische Turbinendruckverhältnis $\pi_{T-S,krit}$. Ferner ist dabei angenommen, dass die λ -Flut zumindest im Wesentlichen fluidisch versperrt ist und nicht von Abgas durchströmt wird. In dem Diagramm 110 steigt der Strömungsquerschnitt S_{AGR} gemäß einem Richtungspfeil 118 an.

Die Fig. 5 zeigt ein Diagramm 120, auf dessen Abszisse 122 ein Verhältnis der eingestellten beziehungsweise einzustellenden Turbinenradaustrittsfläche S_{Konus} zur maximal möglich einstellbaren Turbinenradaustrittsfläche $S_{Konus,max}$ aufgetragen ist. Bei dem Verhältnis $S_{Konus}/S_{Konus,max}$ handelt es sich somit um einen relativen Weg, um welchen der Konusschieber bewegt wird. Auf der Ordinate 124 des Diagramms 120 ist der Durchsatzparameter der Turbine 44 aufgetragen. Der kritische Durchsatzparameter, welcher auf der Ordinate 114 aufgetragen ist, und der Durchsatzparameter, welcher auf der Ordinate 124 aufgetragen ist, beziehen sich dabei auf den Durchsatzparameter der AGR-Flut, was zu dem Durchsatzparameter der gesamten Turbine 44 korrespondiert, da, wie geschildert, die λ -Flut fluidisch zumindest im Wesentlichen versperrt ist. Ein Richtungspfeil 126 in dem Diagramm 120 gibt an, dass der relative Weg, um welchen der Konusschieber bewegt wird, mit dem Richtungspfeil 126 ansteigt.

In dem Diagramm 120 sind drei Verläufe 128, 130 und 132 eingetragen. Der Verlauf 128 bezieht sich dabei auf eine Verstellung des Konusschiebers ausgehend von einer Schließstellung (relativer Weg gleich 0) bis zu seiner maximalen Offenstellung (relativer Weg gleich 1), wobei die relative Schaufelhöhe zumindest im Wesentlichen konstant auf dem Wert 1,0 gehalten ist.

Der Verlauf 130 bezieht sich dabei auf eine Bewegung des Konusschiebers von der Schließstellung hin zur maximalen Offenstellung, wobei die relative Schaufelhöhe zumindest im Wesentlichen konstant auf dem Wert 0,5 gehalten ist.

Analog dazu bezieht sich der Verlauf 132 auf eine Verstellung des Konusschiebers von der Schließstellung in die Offenstellung, wobei die relative Schaufelhöhe zumindest im Wesentlichen konstant auf dem Wert 0,2 gehalten ist. Wie nun in der Fig. 5 zu erkennen ist, ergibt sich bei kleinen Durchsatzparameterpositionen des Durchsatzparameters keine

Beeinflussung über die Turbinenradaustrittsvariabilität in Form des Konusschiebers. Erst bei größeren Durchsatzparametern wird der kritische Durchsatzparameter über das Verkleinern der Turbinenradaustrittsfläche in einen unterkritischen Durchsatzparameterbereich bewegt, da der Reaktionsgrad sich von niedrigen Werten hin zu höheren Werten mit der Verkleinerung der Turbinenradaustrittsfläche verändert. Die Diagramme 110 und 120 zeigen an, dass die AGR-Flut über größere Betriebsbereiche nahezu von der Radaustrittsvariabilität in Form des Konusschiebers bei entsprechenden Turbinenauslegungen entkoppelt ist.

Der Durchsatzparameter der λ -Flut (bei fluidisch versperonter AGR-Flut) wird üblicherweise wesentlich größer dimensioniert als der Durchsatzparameter der AGR-Flut (bei fluidisch versperonter λ -Flut). Dies ist insbesondere bei der maximalen relativen Schaufelhöhe von 1,0 der Fall. Dadurch besteht auf Seiten der λ -Flut eine gewünschte, gewichtige Abhängigkeit der Radaustrittsvariabilität und damit des relativen Weges, in welchem der Konusschieber bewegt wird, wodurch über eine Veränderung der Turbinenradaustrittsfläche ein optimales Luft-Kraftstoff-Verhältnis der Verbrennungskraftmaschine 10 bewegt werden kann. Dabei bestehen noch genügend Freiheitsgrade, um ausreichend und erwünscht hohe AGR-Raten mittels der der AGR-Flut zugeordneten Matrize 93 einzustellen.

Die Turbine 44 besitzt somit die Eigenschaften einer asymmetrischen Vollvarioturbine, welche sowohl bei Personenkraftwagen als auch bei Nutzkraftwagen angewendet werden kann. Dies ist insofern vorteilhaft, wenn eine starke Stickoxidreduzierung in hohen Lastbereichen insbesondere durch zukünftige Emissionsvorschriften gefordert wird.

Die Fig. 6 zeigt ein Diagramm 134, auf dessen Abszisse 136 das Turbinendruckverhältnis π_{T-S} aufgetragen ist. Auf der Ordinate 138 des Diagramms 134 ist der Durchsatzparameter der Turbine 44 aufgetragen. In dem Diagramm 134 sind drei Bereiche A, B und C eingetragen. Der Bereich A bezieht sich dabei auf die Turbine 44, bei von Abgas durchströmbarer AGR-Flut und bei fluidisch versperonter λ -Flut. Der Bereich B bezieht sich dabei auf die Turbine 44, wenn die AGR-Flut fluidisch versperont und die λ -Flut freigegeben ist. Der Bereich C bezieht sich auf die gesamte Turbine 44, bei welcher sowohl die AGR-Flut als auch die λ -Flut von Abgas der Verbrennungskraftmaschine 10 durchströmbar sind.

Der Bereich A ist von einem Verlauf 140 begrenzt, bei welchem der Strömungsquerschnitt S_{AGR} auf 0 eingestellt ist. Dies bedeutet, dass die Matrize 93 mit

ihrer Stirnseite 108 die Zwischenwandung 52 berührt. Wie der Fig. 6 zu entnehmen ist, ist zwischen dem Verlauf 140 und der Abszisse 36, welche den absoluten Nullpunkt des Durchsatzparameters darstellt, eine Differenz gegeben, welche auf die geschilderten, unvermeidbaren Leckagen zurückzuführen ist. Der Bereich A ist andererseits begrenzt durch einen Verlauf 142, bei welchem der Strömungsquerschnitt S_{AGR} auf seinen maximalen Wert $S_{AGR,max}$ eingestellt ist. Ebenso ist der Strömungsquerschnitt S_{Konus} auf seinen maximalen Wert $S_{Konus,max}$ eingestellt.

Wie anhand des Bereichs A zu entnehmen ist, ist die AGR-Flut die variabel einstellbare Flut 42, die eine Durchsatzspreizung der Turbine 44 von fast vollständig fluidisch verschlossen bis zu den oberen dimensionierten offenen Strömungsquerschnitten des Leitgitters 88' ermöglicht. Der Reaktionsgrad dieser Turbine, welche aufgrund des fluidischen Versperrens der λ -Flut und des Freigebens der AGR-Flut als Teilturbine bezeichnet wird, ist üblicherweise sehr gering, wodurch sich der Stopfpunkt auch bei vollständiger Öffnung des Leitgitters 88' und damit der Leitschaufeln 90' üblicherweise auch bei geschlossenem Turbinenrad 66, das heißt bei Einstellen der kleinsten Turbinenradaustrittsfläche meist im Bereich eines Austritts des Leitgitters 88' stromauf des Turbinenrads 66 einstellt.

Der Bereich B ist einerseits begrenzt von einem Verlauf 144, bei welchem der Strömungsquerschnitt S_{Konus} auf seinen minimalen Wert $S_{Konus,min}$ eingestellt ist. Andererseits wird der Bereich B von einem Verlauf 146 begrenzt, bei welchem der Strömungsquerschnitt S_{Konus} auf seinen maximalen Wert $S_{Konus,max}$ eingestellt ist. Die Turbine 44, welche in dem Bereich B, in welchem die AGR-Flut fluidisch versperrt und die λ -Flut fluidisch freigegeben ist, als Teilturbine bezeichnet wird, hat bezogen auf den Bereich B aufgrund von größeren, effektiven Strömungsquerschnitten stromauf des Turbinenrads 66 auch einen merklich größeren Reaktionsgrad gegenüber der Teilturbine gemäß dem Bereich A. Der kritische, durchsatzbestimmende Strömungsquerschnitt befindet sich jetzt im Turbinenradaustrittsbereich 78 und das für Stellungen des Konusschiebers von $S_{Konus,min}$ bis $S_{Konus,max}$, die zu einer Durchsatzparameterspreizung führen, welche eine gewichtige Einflussnahme auf das Luft-Kraftstoff-Verhältnis mit günstigen Turbinenwirkungsgraden bewirkt.

Der Bereich C zeigt das Gesamtdurchsatzverhalten, insbesondere für eine Anwendung zur Abgasrückführung, wobei die Turbine 44 als Quasi-Vollvariorturbine ausgebildet ist. Der Bereich C wird einerseits durch einen Verlauf 148 begrenzt, bei welchem der Strömungsquerschnitt S_{AGR} auf seinen maximalen Wert $S_{AGR,max}$ eingestellt ist, während

der Strömungsquerschnitt S_{Konus} auf seinen minimalen Wert $S_{\text{Konus,min}}$ eingestellt ist. Andererseits wird der Bereich C von einem Verlauf 150 begrenzt, bei welchem der Strömungsquerschnitt S_{AGR} auf seinen maximalen Wert eingestellt ist, während der Strömungsquerschnitt S_{Konus} auch auf seinen maximalen Wert $S_{\text{Konus,max}}$ eingestellt ist. Eine Gesamtdurchsatzspreizung $\Delta\Phi_{\text{ges,max}}$, die sich aus der Kombination der beiden Verstelleinrichtungen 74 und 76 ergibt, ist in einem Diagramm 134 dargestellt. Daraus ist ersichtlich, dass die Gesamtdurchsatzspreizung $\Delta\Phi_{\text{ges,max}}$ eine Funktion des Strömungsquerschnitts S_{Konus} ist.

Die Turbine 44 kann auch eine weitere, dritte Verstelleinrichtung umfassen, welche der λ -Flut (Flut 48) zugeordnet ist. Dadurch kann auch der Strömungsquerschnitt S_{λ} der Flut 48 variabel eingestellt werden, so dass die Turbine 44 besonders bedarfsgerecht und effizient an unterschiedliche Betriebspunkte der Verbrennungskraftmaschine 10 angepasst und eingestellt werden kann.

Patentansprüche

1. Turbine (44) für einen Abgasturbolader (20) einer Verbrennungskraftmaschine (10), mit einem von Abgas der Verbrennungskraftmaschine (10) durchströmbaren Turbinengehäuse (50), in welchem ein Turbinenrad (66) um eine Drehachse (22) drehbar zumindest bereichsweise aufgenommen ist und welches wenigstens zwei, jeweils von zumindest einem Teil des Abgases durchströmbare und zumindest bereichsweise fluidisch voneinander getrennten Fluten (42, 48) aufweist, welchen jeweils wenigstens eine Düse (70, 72) zugeordnet ist, über welche zum Beaufschlagen des Turbinenrads (66) mit Abgas das die jeweilige Flut (42, 48) durchströmende Abgas dem Turbinenrad (66) zuführbar ist, dadurch gekennzeichnet, dass
zumindest einer ersten der Düsen (70, 72) eine erste Verstelleinrichtung (74) zugeordnet ist, mittels welcher ein von dem die zugehörige Flut (70, 72) durchströmendem Abgas durchströmbarer Strömungsquerschnitt (S_{λ}, S_{AGR}) der ersten Düse (70, 72) variabel einstellbar ist, und dass eine zweite, zumindest teilweise in einem Turbinenradaustrittsbereich (78) angeordnete Verstelleinrichtung (76) vorgesehen ist, mittels welcher Strömungsbedingungen zumindest im Wesentlichen in dem Turbinenradaustrittsbereich (78) beeinflussbar sind.
2. Turbine (44) nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Fluten (70, 72), insbesondere hinsichtlich ihrer jeweiligen Strömungsquerschnitte, asymmetrisch zueinander ausgebildet sind.

3. Turbine (44) nach einem der Ansprüche 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass der Strömungsquerschnitt (S_{λ}, S_{AGR}) der ersten Düse (70, 72) mittels der Verstelleinrichtung (74) fluidisch zumindest im Wesentlichen versperrbar ist.
4. Turbine (44) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die zur ersten Düse (70, 72) korrespondierende Flut (42, 48) als Abgasrückführflut ausgebildet ist, wobei mittels der ersten Verstelleinrichtung (74) an Menge an von einem Abgastrakt (34) zu einem Ansaugtrakt (14) der Verbrennungskraftmaschine (10) rückzuführendes Abgas einstellbar ist.
5. Turbine (44) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass mittels der zweiten Verstelleinrichtung (76) wenigstens eine Abströmkante (102, 104) einer Laufradschaufel (96) des Turbinenrads (66) zumindest bereichsweise abdeckbar und demgegenüber freigebbar ist.
6. Turbine (44) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass das Turbinenrad (66) wenigstens eine Laufradschaufel (96) zum Leiten des Abgases umfasst, welche wenigstens eine Abströmkante (102, 104) aufweist, über welche das Turbinenrad (66) von dem Abgas abströmbar ist, wobei sich an einen ersten, zumindest im Wesentlichen in radialer Richtung verlaufenden Längenbereich ein zweiter Längenbereich der Abströmkante (102, 104), insbesondere direkt, anschließt, der mit einer sich senkrecht zur Drehachse (22) erstreckenden Ebene einen Winkel ϵ einschließt, der in einem Bereich von einschließlich zumindest im Wesentlichen 45 Grad bis einschließlich zumindest im Wesentlichen 60 Grad liegt.
7. Turbine (44) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der anderen der Düsen (70, 72) eine dritte Verstelleinrichtung zugeordnet ist, mittels welcher ein von dem die zugehörige Flut (42, 48) durchströmendem Abgas

durchströmbarer Strömungsquerschnitt (S_{λ}, S_{AGR}) der anderen Düse (70, 72) variabel einstellbar ist.

8. Turbine (44) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass wenigstens eine der Verstelleinrichtungen (74, 76) wenigstens teilweise relativ zum Turbinengehäuse (50) zumindest im Wesentlichen rotatorisch und/oder translatorisch bewegbar sind.
9. Verbrennungskraftmaschine (10) für einen Kraftwagen, mit einem Abgastrakt (34), welcher von Abgas der Verbrennungskraftmaschine (10) durchströmbar ist, und mit einer in dem Abgastrakt (34) angeordneten Turbine (44) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, welche von zumindest einem Teil des Abgases antreibbar ist.
10. Verbrennungskraftmaschine (10) nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, dass die Verbrennungskraftmaschine (10) eine Mehrzahl von Brennräumen (12), insbesondere Zylinder (12), aufweist, wobei ein erster Teil der Brennräume (12) mit einer ersten der Fluten (42, 48) und ein anderer, von dem ersten Teil unterschiedlicher Teil der Brennräume (12) mit der zweiten der Fluten (42, 48) fluidisch verbunden ist.

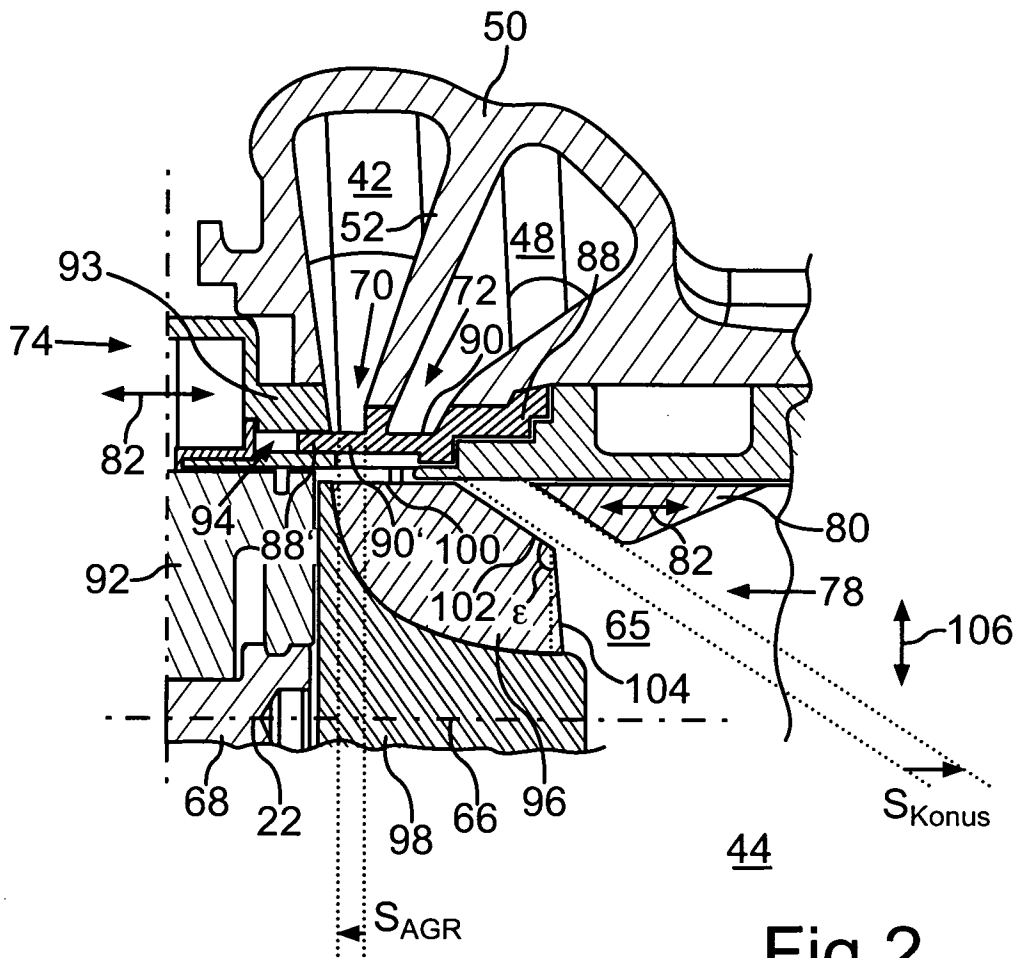
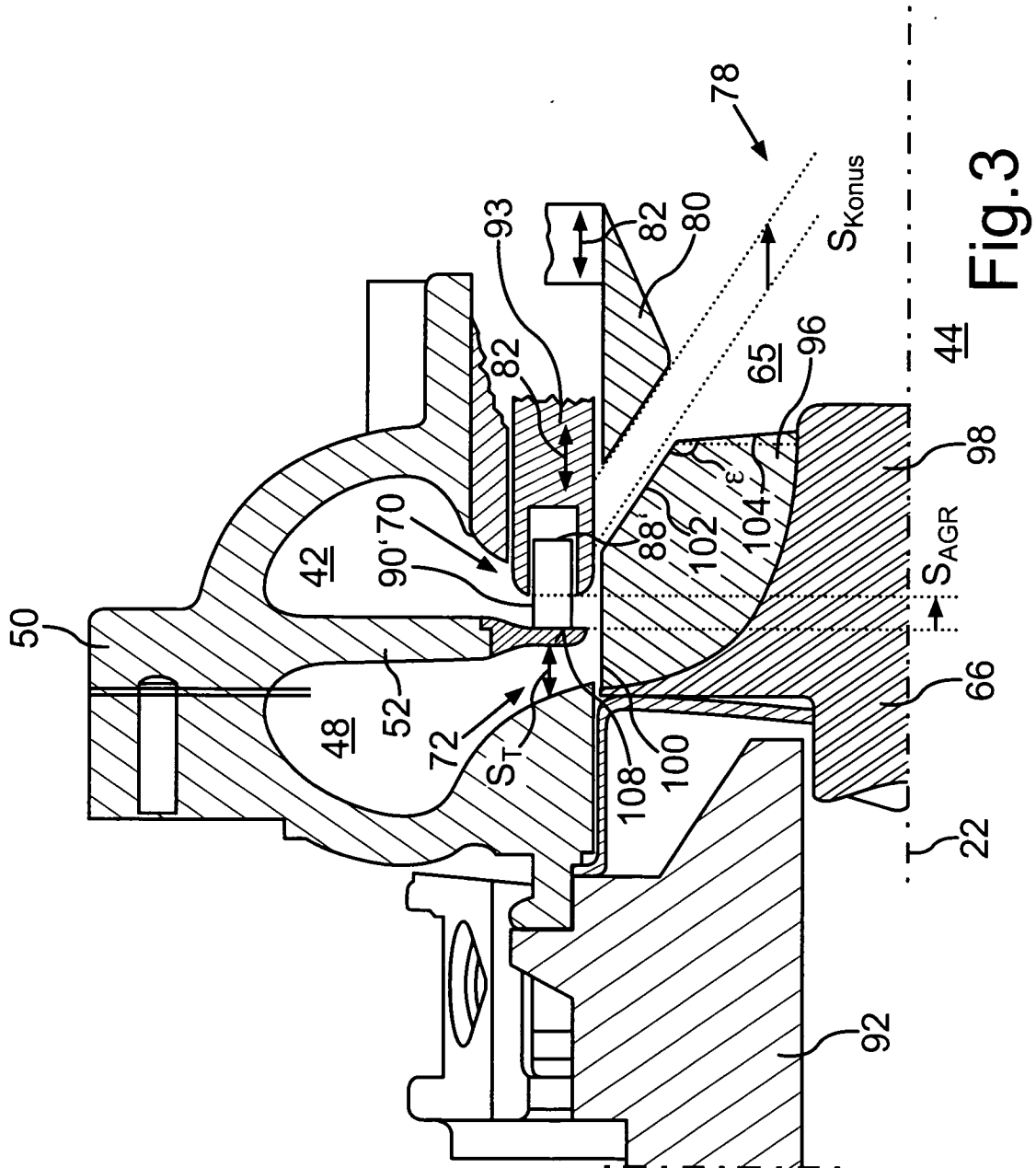
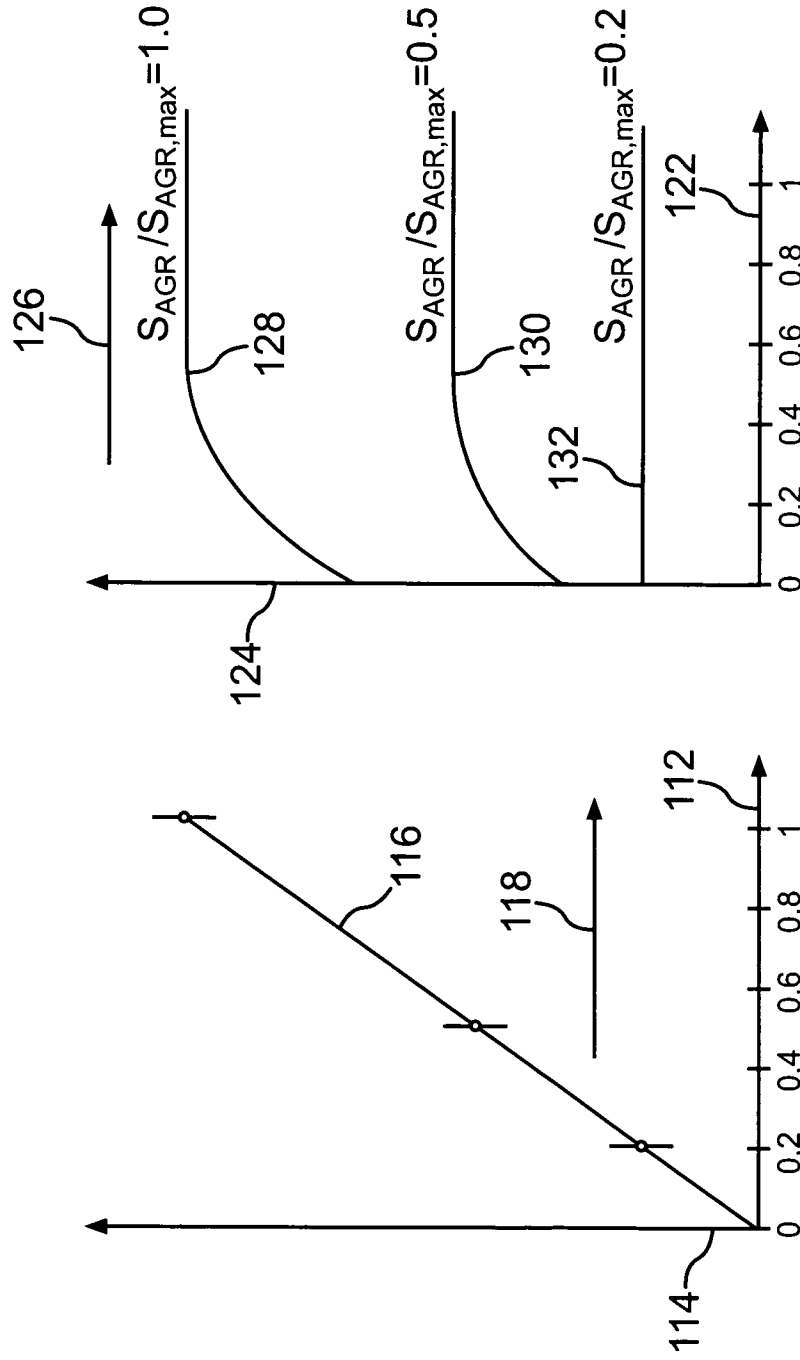


Fig.2





110 Fig.4

120 Fig.5

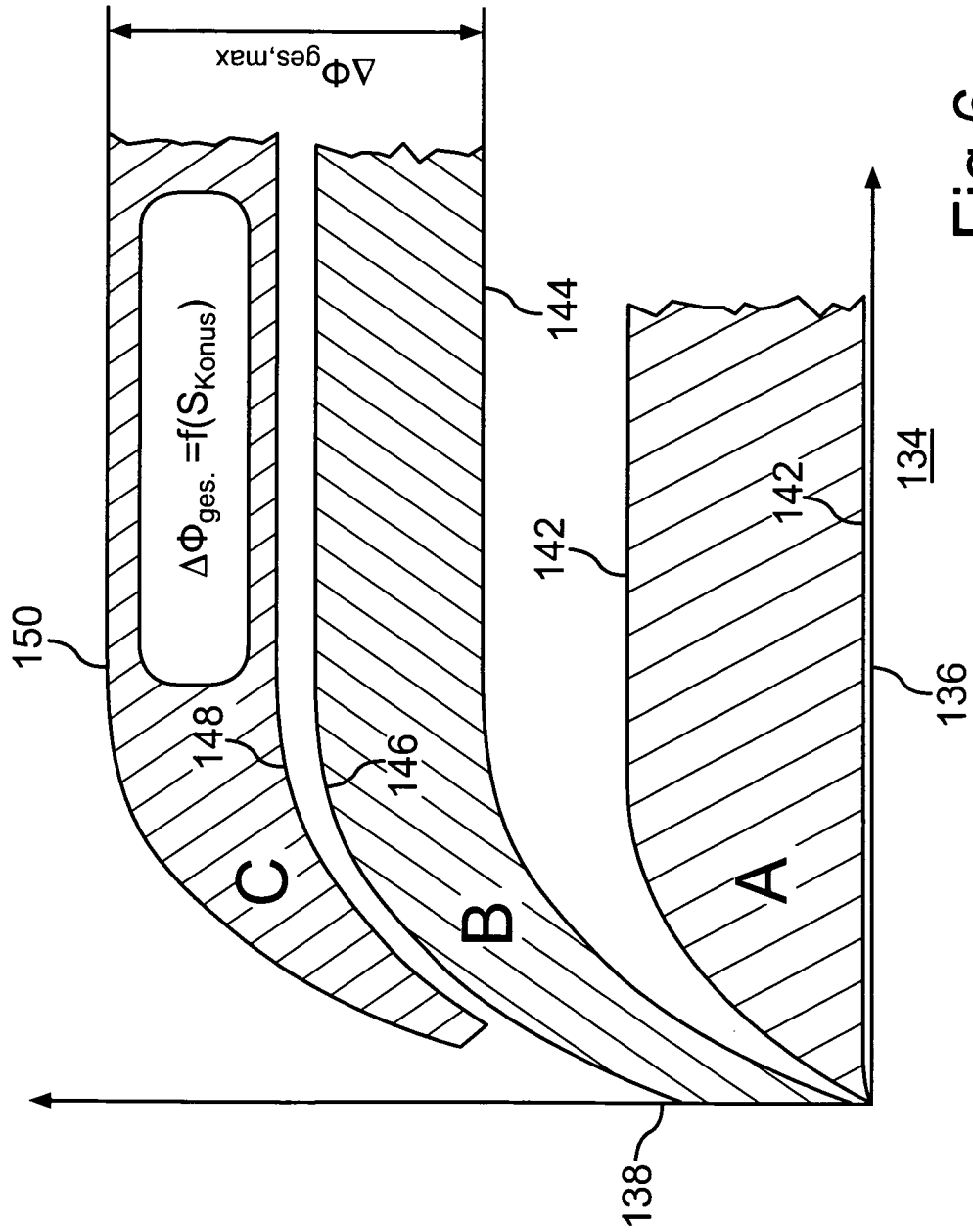


Fig.6

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No
PCT/EP2011/006094

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
 INV. F01D9/02 F01D17/14 F02B37/22 F02B37/02
 ADD.
 According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED
 Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)
 F01D F02B F02C

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)
 EPO-Internal, WPI Data

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	DE 10 2008 039086 A1 (DAIMLER AG [DE]) 25 February 2010 (2010-02-25) page 3, paragraph 14 - page 4, paragraph 18 page 5, paragraph 27; claims 8,10 -----	1-10
Y	DE 10 2008 049782 A1 (DAIMLER AG [DE]) 8 April 2010 (2010-04-08) page 3, paragraph 12 - page 5, paragraph 32; figure 2 -----	1,2,4-10
X	DE 10 2008 063656 A1 (DAIMLER AG [DE]) 24 June 2010 (2010-06-24) page 5, paragraph 49 - page 6, paragraph 64; figures 2,3 ----- -/--	1,3

Further documents are listed in the continuation of Box C.

See patent family annex.

* Special categories of cited documents :

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance	"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date	"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)	"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means	"&" document member of the same patent family
"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed	

Date of the actual completion of the international search 10 May 2012	Date of mailing of the international search report 24/05/2012
--	--

Name and mailing address of the ISA/ European Patent Office, P.B. 5818 Patentlaan 2 NL - 2280 HV Rijswijk Tel. (+31-70) 340-2040, Fax: (+31-70) 340-3016	Authorized officer Rau, Guido
--	--------------------------------------

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No
PCT/EP2011/006094

C(Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT		
Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	US 4 776 168 A (WOOLLENWEBER WILLIAM E) 11 October 1988 (1988-10-11)	3
A	column 8, line 32 - column 9, line 15; figures 2,3 -----	1

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International application No PCT/EP2011/006094

Patent document cited in search report	Publication date	Patent family member(s)	Publication date
DE 102008039086 A1	25-02-2010	DE 102008039086 A1 JP 2012500357 A US 2011088391 A1 WO 2010020323 A1	25-02-2010 05-01-2012 21-04-2011 25-02-2010

DE 102008049782 A1	08-04-2010	DE 102008049782 A1 JP 2012504202 A US 2011131976 A1 WO 2010040437 A2	08-04-2010 16-02-2012 09-06-2011 15-04-2010

DE 102008063656 A1	24-06-2010	DE 102008063656 A1 WO 2010069301 A2	24-06-2010 24-06-2010

US 4776168	A	11-10-1988	NONE

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Internationales Aktenzeichen

PCT/EP2011/006094

A. KLASSIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES INV. F01D9/02 F01D17/14 F02B37/22 F02B37/02 ADD.		
Nach der Internationalen Patentklassifikation (IPC) oder nach der nationalen Klassifikation und der IPC		
B. RECHERCHIERTER GEBIETE Recherchierter Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole) F01D F02B F02C		
Recherchierte, aber nicht zum Mindestprüfstoff gehörende Veröffentlichungen, soweit diese unter die recherchierten Gebiete fallen		
Während der internationalen Recherche konsultierte elektronische Datenbank (Name der Datenbank und evtl. verwendete Suchbegriffe) EPO-Internal, WPI Data		
C. ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN		
Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
Y	DE 10 2008 039086 A1 (DAIMLER AG [DE]) 25. Februar 2010 (2010-02-25) Seite 3, Absatz 14 - Seite 4, Absatz 18 Seite 5, Absatz 27; Ansprüche 8,10 -----	1-10
Y	DE 10 2008 049782 A1 (DAIMLER AG [DE]) 8. April 2010 (2010-04-08) Seite 3, Absatz 12 - Seite 5, Absatz 32; Abbildung 2 -----	1,2,4-10
X	DE 10 2008 063656 A1 (DAIMLER AG [DE]) 24. Juni 2010 (2010-06-24) Seite 5, Absatz 49 - Seite 6, Absatz 64; Abbildungen 2,3 -----	1,3
Y	US 4 776 168 A (WOOLLENWEBER WILLIAM E) 11. Oktober 1988 (1988-10-11)	3
A	Spalte 8, Zeile 32 - Spalte 9, Zeile 15; Abbildungen 2,3 -----	1
<input type="checkbox"/> Weitere Veröffentlichungen sind der Fortsetzung von Feld C zu entnehmen <input checked="" type="checkbox"/> Siehe Anhang Patentfamilie		
* Besondere Kategorien von angegebenen Veröffentlichungen : "A" Veröffentlichung, die den allgemeinen Stand der Technik definiert, aber nicht als besonders bedeutsam anzusehen ist "E" frühere Anmeldung oder Patent, die bzw. das jedoch erst am oder nach dem internationalen Anmeldedatum veröffentlicht worden ist "L" Veröffentlichung, die geeignet ist, einen Prioritätsanspruch zweifelhaft erscheinen zu lassen, oder durch die das Veröffentlichungsdatum einer anderen im Recherchenbericht genannten Veröffentlichung belegt werden soll oder die aus einem anderen besonderen Grund angegeben ist (wie ausgeführt) "O" Veröffentlichung, die sich auf eine mündliche Offenbarung, eine Benutzung, eine Ausstellung oder andere Maßnahmen bezieht "P" Veröffentlichung, die vor dem internationalen Anmeldedatum, aber nach dem beanspruchten Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist "T" Spätere Veröffentlichung, die nach dem internationalen Anmeldedatum oder dem Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist und mit der Anmeldung nicht kollidiert, sondern nur zum Verständnis des der Erfindung zugrundeliegenden Prinzips oder der ihr zugrundeliegenden Theorie angegeben ist "X" Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann allein aufgrund dieser Veröffentlichung nicht als neu oder auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden "Y" Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann nicht als auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden, wenn die Veröffentlichung mit einer oder mehreren Veröffentlichungen dieser Kategorie in Verbindung gebracht wird und diese Verbindung für einen Fachmann naheliegend ist "&" Veröffentlichung, die Mitglied derselben Patentfamilie ist		
Datum des Abschlusses der internationalen Recherche 10. Mai 2012		Absenddatum des internationalen Recherchenberichts 24/05/2012
Name und Postanschrift der Internationalen Recherchenbehörde Europäisches Patentamt, P.B. 5818 Patentlaan 2 NL - 2280 HV Rijswijk Tel. (+31-70) 340-2040, Fax: (+31-70) 340-3016		Bevollmächtigter Bediensteter Rau, Guido

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Angaben zu Veröffentlichungen, die zur selben Patentfamilie gehören

Internationales Aktenzeichen

PCT/EP2011/006094

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument	Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
DE 102008039086 A1	25-02-2010	DE 102008039086 A1	25-02-2010
		JP 2012500357 A	05-01-2012
		US 2011088391 A1	21-04-2011
		WO 2010020323 A1	25-02-2010

DE 102008049782 A1	08-04-2010	DE 102008049782 A1	08-04-2010
		JP 2012504202 A	16-02-2012
		US 2011131976 A1	09-06-2011
		WO 2010040437 A2	15-04-2010

DE 102008063656 A1	24-06-2010	DE 102008063656 A1	24-06-2010
		WO 2010069301 A2	24-06-2010

US 4776168	A	11-10-1988	KEINE
