

(19)



(11)

EP 2 021 631 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
12.05.2010 Patentblatt 2010/19

(51) Int Cl.:
F04B 27/18 ^(2006.01)

(21) Anmeldenummer: **07725250.0**

(86) Internationale Anmeldenummer:
PCT/EP2007/004334

(22) Anmeldetag: **15.05.2007**

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 2007/134760 (29.11.2007 Gazette 2007/48)

(54) **VERFAHREN ZUM REGELN DES KÄLTEMITTEL-MASSENSTROMS EINES VERDICHTERS**
METHOD FOR REGULATING THE COOLANT MASS FLOW RATE OF A COMPRESSOR
PROCÉDÉ DE RÉGULATION DU DÉBIT MASSIQUE DE FLUIDE FRIGORIGÈNE D'UN COMPRESSEUR

(84) Benannte Vertragsstaaten:
AT BE BG CH CY CZ DE DK EE ES FI FR GB GR HU IE IS IT LI LT LU LV MC MT NL PL PT RO SE SI SK TR

(30) Priorität: **23.05.2006 DE 102006024533**
28.06.2006 DE 102006029874
28.06.2006 DE 102006029875

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
11.02.2009 Patentblatt 2009/07

(73) Patentinhaber: **Valeo Compressor Europe GmbH**
68766 Hockenheim (DE)

(72) Erfinder:
• **HESSE, Ulrich**
71563 Affalterbach (DE)
• **TSCHISMAR, Oliver**
71093 Weil im Schönbuch (DE)
• **SCHWARZKOPF, Otfried**
51515 Kürten (DE)

(74) Vertreter: **Popp, Eugen et al**
Meissner, Bolte & Partner GbR
Widenmayerstrasse 48
80538 München (DE)

(56) Entgegenhaltungen:
EP-A- 0 809 027 WO-A-2006/018162
DE-A1- 10 329 393 DE-A1- 19 839 914

EP 2 021 631 B1

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents im Europäischen Patentblatt kann jedermann nach Maßgabe der Ausführungsordnung beim Europäischen Patentamt gegen dieses Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist. (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

Beschreibung

[0001] Die vorliegende Erfindung betrifft ein Verfahren zum Regeln eines Kältemittel-Massenstroms eines Verdichters gemäß Anspruch 1 sowie einen Verdichter gemäß dem Oberbegriff des Anspruchs 10.

[0002] Verdichter, für Kraftfahrzeug-Klimaanlagen sowie Verfahren zur Regelung derselben sind aus dem Stand der Technik bekannt. Es finden verstärkt Axialkolbenverdichter einen Einsatz in Kraftfahrzeug-Klimaanlagen. Der Kältemittel-Massenstrom dieser Verdichter wird im allgemeinen durch die Hubhöhe der Kolben des Verdichters bestimmt, wobei die Hubhöhe durch die Auslenkung einer in ihrer relativen Lage zu einer Antriebswelle des Verdichters schwenkbaren Schräg- bzw. Schwenkscheibe definiert ist. Die Regulierung des Auslenkwinkels erfolgt über eine Variation des in einem im wesentlichen durch ein Gehäuse des Verdichters begrenzten Triebwerksraum, in welchem auch der Schwenkscheibenmechanismus angebracht ist. Aufgrund des Verhältnisses des im Triebwerksraum vorherrschenden Drucks p_c und des Drucks auf einer Hochdruckseite des Verdichters p_d bzw. des Drucks auf einer Sauggasseite des Verdichters p_s kann ein gewünschter Auslenkwinkel der Schwenkscheibe (entsprechend einer bestimmten Hubhöhe der Kolben) durch eine Veränderung des Drucks p_c im Triebwerksraum hergestellt werden, was einen wunschgemäßen Kältemittel-Massenstrom sicherstellt. Nachteilig daran ist jedoch, daß insbesondere bei wechselnden Drehgeschwindigkeiten (die Drehzahl ändert sich quasi ständig, da der Verdichter über einen Riementrieb mit dem Motor verbunden ist) sehr viele Regeleingriffe für den im Triebwerksraum vorherrschenden Druck p_c notwendig sind.

[0003] Deshalb wird in der EP 0 809 027 A1 der Wunsch geäußert, daß die Fördermenge eines Verdichters durch das dynamische Verhalten des Triebwerks desselben kompensiert werden solle, so daß die Fördermenge konstant gehalten werden kann. Ferner ist in der besagten Anmeldung festgehalten, daß für eine Konstantregelung der Fördermenge bei wechselnden Drehgeschwindigkeiten das rückstellende Drehmoment einer Taumelscheibe ausgenutzt werden kann, das ihrer Schrägstellung aufgrund dynamischer Kräfte am mitdrehenden Scheibenteil entgegenwirkt.

[0004] Auf der EP 0 809 027 A1 aufbauend offenbart die DE 198 39 914 A1 Maßnahmen, wie ein solches Regelverhalten (eine zumindest teilweise Kompensation der Fördermenge) erreicht werden kann. Es wird vorgeschlagen, die Bauteilmasse der Schrägscheibe im Hinblick auf die translatorisch bewegten Massen so zu dimensionieren, daß die Fliehkräfte der Schrägscheibe das Regelverhalten derselben beeinflussen. Dies soll im wesentlichen dadurch erzielt werden, daß die rotierende Masse der Antriebsscheibe bzw. des schwenkbaren Anteils der Antriebsscheibe größer ist als die gemeinsame Masse aller Kolben, so daß die beim Drehen der Antriebsscheibe auftretenden Fliehkräfte ausreichen, um der Schwenkbewegung der Antriebsscheibe bewußt regelnd entgegenzuwirken und damit den Kolbenhub und somit die Fördermenge zu beeinflussen, insbesondere zu verringern bzw. zu begrenzen.

[0005] In der auf die Anmelderin zurückgehenden DE 103 29 393 wird dargelegt, warum die Bauteilmasse nicht der bevorzugte Parameter sein sollte, um das Regelverhalten des Triebwerks infolge von Drehzahlschwankungen wie gewünscht zu beeinflussen. Es wird weiterhin dargelegt, daß das gewünschte Regelverhalten des Verdichters nicht mit der Bauteilmasse der Schrägscheibe in Relation zu den translatorisch bewegten Massen erreicht werden kann, sondern nur unter Berücksichtigung des Massenträgheitsmoments der Schrägscheibe, welche mehr von der Geometrie derselben abhängt als von der Bauteilmasse. Ein Kerngedanke der DE 103 29 393 ist es, bei Drehzahlschwankungen oder Änderungen der Drehzahl das Moment infolge translatorisch bewegter Massen direkt durch das Moment infolge rotierender Massen zu kompensieren oder auch zu überkompensieren. Die unabhängigen Ansprüche 1 und 9 sind in zweiteiliger Form gegenüber der Offenbarung dieser Druckschrift abgefasst.

[0006] In der ebenfalls auf die Anmelderin zurückgehenden DE 103 47 709 A1 wird vorgeschlagen, die wirksamen Momente infolge der Massenkräfte und der Momente infolge der Deviationsmomente so abzustimmen, daß sich der Schrägscheibenkippwinkel bei wechselnden Drehzahlen weitgehend nicht ändert. Im weiteren ist aus der DE 103 47 709 A1 bekannt, daß eine derartige Momentenverteilung ein Triebwerksverhalten zur Folge hat, welches den Massenstrom eines Kältemittelverdichters optimal regelbar gestaltet, wobei ein optimaler Kältemittel-Massenstrom jedoch nur für einen begrenzten Drehzahlbereich des Verdichters erzielbar ist.

[0007] Weitere Erläuterungen zur Regelung eines Verdichters sind beispielsweise der DE 195 14 748 A1 zu entnehmen. Ein darin beschriebener Verdichter stellt (wie bereits eingangs erläutert) im Betrieb ein Sauggasdruckniveau p_s sowie ein Hochdruckniveau p_d bereit. Dies geschieht durch (in der Regel) ein Regelventil, durch welches der Betriebspunkt eingestellt wird. Ebenso weist die Klimaanlage etwa diese Drucklagen auf. Verantwortlich hierfür ist beispielsweise ein Expansionsorgan (welches den Kreislauf regelt; Drucktrennung), welches wiederum auf Änderungen des Betriebszustands des Verdichters reagiert und gegebenenfalls regelnd eingreift. Im Verdichtertriebwerksraum wird beispielsweise durch Regelventile am Verdichter ein Druck p_c eingestellt, der zwischen dem Sauggasdruckniveau p_s und dem Hochdruckniveau p_d liegt. Die Änderung des Triebwerksraumdrucks p_c greift in das Kräfte- bzw. Momentengleichgewicht an der Schrägscheibe derart ein, daß der Kippwinkel der Schrägscheibe verstellt werden kann. Wird der Druck p_c im Triebwerksraum dem Saugdruck p_s angenähert, so wird die Schrägscheibe in Richtung bzw. auf einen maximalen Kippwinkel verstellt. Wird ein Triebwerksraumdruck p_c deutlich über dem Saugdruck p_s eingestellt, so wird die Schrägscheibe auf einen geringeren bzw. minimalen Kippwinkel verstellt. Die Regelung erfolgt durch die möglichen Volumenströme (Volumenstrom 1 zwischen p_d und p_c , Volumenstrom 2 zwischen p_c und p_s) zwischen den einzelnen Kammern

bzw. Drucklagen. Das hier beschriebene Modell ist vereinfacht dargestellt und als beispielhaft anzusehen.

[0008] Die vorstehenden Ausführungen betreffen die Regelung eines Verdichters gemäß dem Stand der Technik und sind in Fig. 16 erläuternd dargestellt. Die apparative Ausstattung hierzu gemäß dem Stand der Technik ist in Fig. 17 illustriert, in welcher ein Verdichter gemäß der DE 102 29 659 A1 und gemäß der EP 1 154 160 A2 dargestellt sind. Wie sich Fig. 16 entnehmen läßt, ist gemäß dem Stand der Technik eine Rückmeldung (d.h. ein Feedback) zwischen dem Verdichter (als System bezeichnet) und dem Regelventil, welches den Triebwerksraumdruck p_c regelt, nötig, um einen gewünschten Kältemittelmassenstrom erreichen zu können. Die Regelung kann aufgrund des Massenstroms, aufgrund der Druckdifferenz zwischen der Hochdruckseite (p_d) und der Saugdrucksseite (p_s) sowie auch nur nach dem Saugdruck (p_s) erfolgen. Über die in der Feedbackschleife gelieferte Stellgröße wird das Regelventil (in der Regel ein magnetisches Regelventil) bedient und der entsprechende gewünschte Druck p_c im Triebwerksraum eingestellt. Hinsichtlich der apparativen Lösung beim Stand der Technik sei auf die Fig. 17 verwiesen, in welcher wie bereits vorstehend erwähnt Verdichter gemäß der DE 102 29 659 A1 und gemäß der EP 1 154 160 A2 dargestellt sind. Bei dem Verdichter gemäß der DE 102 29 659 A1 handelt es sich um ein System, welches aufgrund des Saugdrucks p_s geregelt wird, während beim Verdichter gemäß der EP 1 154 160 A2 eine Regelung aufgrund des Differenzdruckes zwischen Saugdruck und Hochdruck ($p_d - p_s$) erfolgt.

[0009] Da sich bei Betrieb des Verdichters bzw. Betrieb des Fahrzeugs nahezu permanent die Drehzahl ändert (Verdichter gemäß dem Stand der Technik sind im allgemeinen über einen Riementrieb mit dem Motor des Fahrzeugs verbunden), sind bei Verdichtern nach dem Stand der Technik permanent Regeleingriffe notwendig, d.h. es ist eine permanente Variation des Triebwerksraumdrucks p_c nötig (vgl. auch die obenstehenden Ausführungen).

[0010] Neben einer verminderten Leistung des Fahrzeuges durch die hohe Anzahl leistungsraubender Regeleingriffe ist zu beachten und von Nachteil, daß der Regelvorgang durch eine entsprechende Anpassung des Triebwerksraumdrucks p_c bei Drehzahlschwankungen träge ist und es zu starkem Überspringen kommt, da der Triebwerksraum ein vergleichsweise großes Volumen umfaßt. Die Trägheit der Regelung ist durch die Länge der Regelstrecke bedingt, wobei sich die Regelstrecke wie folgt darstellt: Auf eine Änderung der Verdichterdrehzahl n hin ändert sich der Kippwinkel der Schwenkscheibe, was eine Änderung im Kältemittelmassenstrom zur Folge hat, woraus eine Änderung des Verhältnisses von p_d zu p_s resultiert. Nach einer Detektion des vorstehend näher bezeichneten Verhältnisses wird p_c in Abhängigkeit des detektierten Verhältnisses neu eingestellt.

[0011] Durch die Triebwerkskonzeptionen bzw. die Verfahren zum Regeln eines Verdichters gemäß der EP 0 809 027, der DE 198 39 914 und der DE 103 29 393 sind Verdichter bekannt, bei denen einem Anstieg des Massenstroms beispielsweise infolge eines Drehzahlanstiegs dadurch begegnet wird, daß sich der Kippwinkel der Schrägscheibe verkleinert. Das Konzept basiert darauf, dies durch eine entsprechende Auslegung der Schräg- bzw. Schwenkscheibe zu erreichen, wodurch eine Überkompensation der translatorisch bewegten Massen (Kolben und Gleitsteine) bereitgestellt wird. Problematisch an dieser Art der Auslegung bzw. Regelung ist, daß die Masse und die Geometrie der Schrägscheibe vergleichsweise groß dimensioniert werden muß und daß das Momentengleichgewicht bzw. eine Überkompensation der translatorisch bewegten Massen nicht über den gesamten Drehzahlbereich eines Verdichters, sondern nur für einen relativ schmalen Drehzahlkorridor möglich ist.

[0012] Aufgabe der vorliegenden Erfindung ist es, ein Verfahren zum Regeln des Kältemittel-Massenstroms eines Verdichters bereitzustellen, bei welchem auch bei Drehzahlschwankungen ein weitgehend konstanter Kältemittel-Massenstrom erreicht werden kann, wobei Verluste durch Regeleingriffe zwischen den Drucklagen Hochdruck p_d und Triebwerksraumdruck p_c einerseits bzw. Triebwerksraumdruck p_c und Saugdruck p_s (Druck in einer Sauggaskammer) andererseits durch Verringerung der Anzahl der Regeleingriffe möglichst gering gehalten werden können. Weiterhin soll darauf geachtet werden, daß eine möglichst einfache Regelventilkonfiguration eingesetzt werden kann, was für geringe Kosten sorgt. Weiterhin ist es Aufgabe der vorliegenden Erfindung, einen Verdichter anzugeben, bei welchem ein erfindungsgemäßes Verfahren implementiert ist.

[0013] Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß durch ein Verfahren mit den Merkmalen des Patentanspruchs 1 gelöst, wobei vorteilhafte Weiterentwicklungen und Details der Erfindung in den Unteransprüchen beschrieben sind.

[0014] Im einzelnen wird die Aufgabe durch ein Verfahren zum Regeln des Kältemittel-Massenstroms eines Verdichters, insbesondere eines Axialkolbenverdichters und weiterhin insbesondere eines Verdichters für Kraftfahrzeug-Klimaanlagen, gelöst, bei welchem in etwa ein Momentengleichgewicht zwischen einem durch rotatorisch bewegte Massen bedingten Moment M_{sw} und einem durch translatorisch bewegte Massen bedingten Moment $M_{k,ges}$ ($M_{sw} = M_{k,ges}$) für wenigstens einen Auslenkwinkel α_{gl} der Schwenkscheibe und/oder ein Überwiegen des Momentes M_{sw} gegenüber dem Moment $M_{k,ges}$ für wenigstens einen Bereich der möglichen Auslenkwinkel der Schwenkscheibe ($M_{sw} \geq M_{k,ges}$) herbeigeführt wird und bei welchem das Produkt der Verdichterdrehzahl n , der Sauggasdichte p (des Sauggases, welches in den Zylinder mit einem Druck p_s einströmt; der Druck p_s kann sich von p_s unterscheiden, da durch Drosselstellen oder dgl. eine Druckabsenkung zwischen einer Sauggaskammer und dem Zylinderraum auftritt) und des Kolbenhubs s für unterschiedliche Verdichterdrehzahlen n zumindest für bestimmte Drehzahlbereiche, insbesondere für Verdichterdrehzahlen n zwischen 600 und 9000 U/min, und weiterhin insbesondere für Verdichterdrehzahlen zwischen 2500 und 7000 U/min, selbsttätig in etwa konstant gehalten wird, während der im Triebwerksraum vorherrschende Druck p_c ebenfalls

in etwa konstant gehalten wird. Es bleibt zu erwähnen, daß der Verdichter, für den das erfindungsgemäße Verfahren konzipiert ist, im allgemeinen eine Antriebswelle und eine in ihrer Neigung zur Antriebswelle verstellbare Schwenkscheibe aufweist, welche in einem im wesentlichen durch ein Gehäuse des Verdichters definierten Triebwerksraum desselben angeordnet ist und welche durch ihren Auslenkwinkel bezüglich der Antriebswelle den Kolbenhub s des Verdichters definiert. Es sei an dieser Stelle ferner angemerkt, daß sich bei einem Verdichter, welcher CO_2 (R744) als Kältemittel aufweist, eine Annäherung an ein Momentengleichgewicht vorteilhaft darstellt, während bei einem Verdichter, welcher beispielsweise R143a oder R152a oder azeotrope oder azeotropartige Gemische (insbesondere Gemische aus Tetrafluorpropen und Trifluoriodomethan oder Kohlenwasserstoffe bzw. Gemische aus Kohlenwasserstoffen als Kältemittel verwendet werden, eher eine Tendenz des Überwiegens des Momentes M_{sw} , ($M_{\text{sw}} \geq M_{\text{k,ges}}$) vorteilhaft ist.

[0015] In einer bevorzugten Ausführungsform des erfindungsgemäßen Verfahrens wird zusätzlich zum Produkt der Verdichterrehzahl n , der Sauggasdichte p und des Kolbenhubs s auch der Druck p_d an der Hochdruckseite des Verdichters und/oder der Druck p_s an der Sauggasseite des Verdichters und/oder eine Regelventilstellgröße eines Regelventils (dies ist in der Regel die Bestromung der Spule des Ventils), welches zwischen der Hochdruckseite und dem Triebwerksraum in einer Verbindung beider Kammern angebracht ist, in etwa konstant gehalten. Durch die vorstehend beschriebenen Verfahrensmerkmale wird sichergestellt, daß nur eine geringe Anzahl an Regeleingriffen für den Triebwerksraumdruck p_c notwendig ist. Insbesondere durch die Merkmale des Patentanspruchs 1 wird sichergestellt, daß auf eine Rückkopplung (Feedback-Schleife, in der Regel ein Feedback-Steller am Regelventil) verzichtet werden kann, welche zur Regelung bei Verdichtern bzw. bei Regelverfahren gemäß dem Stand der Technik nötig ist.

[0016] Vorzugsweise wird das Momentengleichgewicht zwischen M_{sw} und $M_{\text{k,ges}}$ wenigstens für $\alpha_{\text{gl}} = (\alpha_{\text{max}} - \alpha_{\text{min}})/2$ hergestellt, wobei angemerkt sei, daß α_{max} den maximalen Auslenkwinkel der Schwenkscheibe und α_{min} den minimalen Auslenkwinkel der Schwenkscheibe bezeichnet. Alternativ oder zusätzlich wird das Momentengleichgewicht zwischen M_{sw} und $M_{\text{k,ges}}$ (wenigstens) für einen Auslenkwinkel α_{gl} hergestellt, für welchen gilt $\alpha_{\text{min}} \leq \alpha_{\text{gl}} \leq \alpha_{\text{max}}$. Weiterhin zusätzlich oder alternativ kann das Momentengleichgewicht zwischen M_{sw} und $M_{\text{k,ges}}$ (wenigstens) für einen Auslenkwinkel $\alpha_{\text{gl}} = \alpha_{\text{max}}$ und/oder für einen (fiktiven) Auslenkwinkel $\alpha_{\text{gl}} \geq \alpha_{\text{max}}$ hergestellt werden. Alternativ hierzu kann für alle Auslenkwinkel α ein Überwiegen des Momentes M_{sw} ($M_{\text{sw}} > M_{\text{k,ges}}$) hergestellt werden, was insbesondere bei der Verwendung der Kältemittel R134a, R154a oder der azeotropen Gemische bzw. der Kohlenwasserstoffe vorteilhaft ist. Hierdurch wird eine effektive Regelcharakteristik sichergestellt.

[0017] In einer weiteren bevorzugten Ausführungsform wird der Druck p_c im Triebwerksraum variiert, um einen gewünschten Betriebspunkt, d.h. einen gewünschten Kältemittel-Massenstrom im Verdichter zu erhalten. Dies stellt sicher, daß gewünschte Betriebspunkte sicher angefahren werden können, während innerhalb ein und desselben Betriebspunktes, d.h. bei einem gewissen gewünschten Kältemittel-Massenstrom, das erfindungsgemäße Verfahren derart selbsttätig regulierend eingreift, daß ein ändernder Eingriff betreffend den Triebwerksraumdruck p_c im wesentlichen nicht nötig ist.

[0018] In einer weiteren bevorzugten Ausführungsform eines erfindungsgemäßen Verfahrens wird bei einer Erhöhung der Verdichterrehzahl n der Saugdruck p_s und damit p derart abgesenkt, daß das Produkt aus n , p und s in etwa konstant ist. Beim Saugdruck p_s , handelt es sich im Sinne der vorliegenden Anmeldung um den im Zylinderraum vorherrschenden Saugdruck (welcher sich vom Druck p_s in einer den Zylindern vorgeschalteten Sauggaskammer durchaus unterscheiden kann), während p die Dichte des Kältemittels im Zylinderraum bzw. in den Zylinderräumen darstellt.

[0019] Bezüglich des vorrichtungstechnischen Aspekts wird die gestellte Aufgabe durch einen Verdichter mit den Merkmalen des Patentanspruchs 10 gelöst.

[0020] Ein wesentlicher Punkt der Erfindung ist es, daß bei einem Verdichter, insbesondere Axialkolbenverdichter mit einem Gehäuse und einer im wesentlichen in dem Gehäuse angeordneten, über eine Antriebswelle angetriebenen Verdichtereinheit zum Ansaugen und Verdichten eines Kältemittels mit einer ebenfalls im Gehäuse angeordneten Schwenkscheibe die Momente M_{sw} aufgrund der rotatorisch bewegten Massen und $M_{\text{k,ges}}$ aufgrund der translatorisch bewegten Massen zu einander in einem vorbestimmten Verhältnis stehen, wobei der Verdichter wenigstens ein sauggasseitig angeordnetes Einlaßventil umfaßt, welches so konfiguriert ist, daß es den in den Zylinderraum gelangenden Kältemittel-Massenstrom drehzahlabhängig so beeinflußt, daß das Verhältnis der Momente M_{sw} und $M_{\text{k,ges}}$ einerseits und die Drosselleistung des wenigstens einen Einlaßventils andererseits derart zueinander in Relation stehen, daß zumindest über Teile des möglichen Drehzahlbereichs des Verdichters der Kältemittel-Massenstrom, der in das System gefördert wird, in etwa konstant ist. Die besagten Teile des Drehzahlbereichs sind bevorzugt Verdichterrehzahlen zwischen 6000 und 9000 U/min, insbesondere jedoch Verdichterrehzahlen zwischen 2500 und 7000 U/min. Das Einlaßventil bzw. die Einlaßventile kann bzw. können beispielsweise zwischen einer Sauggaskammer (Druck p_s) und den Zylinderräumen (Druck $p_{s'}$) angeordnet sein. Neben der bloßen Existenz der Einlaßventile kann auch deren Dimensionierung, welche zu bestimmten gewünschten Verlusten im Kältemittel-Massenstrom führen kann, sowie die Abstimmung Kältemittel-Massenstrom-verlustbringender Maßnahmen aufeinander zur gewünschten Regelcharakteristik führen bzw. beitragen. Durch eine derartige konstruktive Ausgestaltung eines erfindungsgemäßen Verdichters wird sichergestellt, daß Regeleingriffe für den Triebwerksraumdruck p_c insbesondere bei Drehzahlsprüngen minimiert werden, da der Kältemittel-Massenstrom für einen weiten Drehzahlbereich ohne derartige Regeleingriffe konstant bleibt.

[0021] In einer bevorzugten Ausführungsform ist das Einlaßventil, welches für die in den Zylinder gelangende Sauggasdichte p verantwortlich zeichnet, ein druckgesteuertes Lamellenventil. Alternativ oder zusätzlich kann auch ein schlitzgesteuertes Ventil im Kältemittelkreislauf eines erfindungsgemäßen Verdichters angeordnet sein. Das wenigstens eine Einlaßventil, insbesondere Lamellen- (oder schlitzgesteuerte) Ventil, weist vorzugsweise eine Ventilplatte mit Durchgangsbohrung(en) bzw. Durchgangsdrosselbohrung(en) und eine insbesondere zungenförmige Sauglamelle auf. Jedem Zylinder kann (können) ein oder mehrere Einlaßventil(e) zugeordnet sein, wobei zusätzlich oder auch alternativ die korrespondierenden Sauglamellen in einer Sauglamellenplatte integriert sein können. Bei einem schlitzgesteuerten Ventil kann es sich beispielsweise um einen Schlitz in der Zylinderwand handeln. Im Bereich der Lamellenventile kann es sich auch um eine Konstruktion handeln, bei der die Sauglamelle im Kolben sitzt und die Ansaugung unter dem Kolben erfolgt. Bei all den vorstehend bezeichneten Ausführungsformen handelt es sich um konstruktiv einfach zu realisierende Versionen eines erfindungsgemäßen Verdichters.

[0022] Das dem/den Einlaßventil(en) zugeordnete Ende eines bzw. jedes Zylinderraums kann eine sich insbesondere radial erstreckende ringförmige Erweiterung umfassen, die insbesondere den Hub der Sauglamelle(n) begrenzt und zur Befestigungsstelle der Sauglamelle(n) hin abgeschrägt bzw. abgeflacht ist.

[0023] Als Kältemittel kann bevorzugt CO_2 (R744) in einem erfindungsgemäßen Verdichter Verwendung finden, wodurch ein umweltfreundlicher Einsatz des Verdichters (sowie auch eine umweltfreundliche Entsorgung desselben) ermöglicht wird. Die in der Folge aufgelisteten Parameter sind bevorzugt für eine Verwendung von CO_2 als Kältemittel denkbar.

[0024] In einer weiteren bevorzugten Ausführungsform eines erfindungsgemäßen Verdichters beträgt das Verhältnis von Kolbendurchmesser und Kolbenhub (D/s) in etwa 0,4 bis 1,5, insbesondere 0,65 bis 1,1, wobei ein bevorzugter Wert bei in etwa 0,95 liegt. Zusätzlich oder alternativ beträgt das Verhältnis von Kolbendurchmesser und Durchgangsbohrung bzw. Durchgangsdrosselbohrung in der Ventilplatte (D/d) in etwa 1,5 bis 5, insbesondere 2,5 bis 4, wobei ein besonders bevorzugter Wert bei in etwa 3,6 liegt. Wiederum zusätzlich oder alternativ beträgt das Verhältnis von Durchgangsbohrung bzw. Durchgangsdrosselbohrung in der Ventilplatte und Hub der Sauglamelle (d/t) in etwa 2,5 bis 8, insbesondere 3,7 bis 6,7, wobei ein besonders bevorzugter Wert bei in etwa 4,55 liegt. Nochmals alternativ oder zusätzlich beträgt das Verhältnis von Kolbenhub zum Hub der Sauglamelle (s/t) in etwa 10 bis 30, insbesondere 14 bis 24, wobei hier ein besonders bevorzugter Wert bei etwa 17,3 liegt. All die vorstehend beschriebenen Werte bzw. Verhältnisse stellen sicher, daß ein erfindungsgemäßer Verdichter ein optimales Regelverhalten aufweist. Die Auslegung bezieht sich wie vorstehend erwähnt auf das Kältemittel R744 (CO_2), wobei an dieser Stelle angemerkt sei, daß für andere Kältemittel eine Anpassung des Parametersatzes notwendig und im Grundgedanken der vorliegenden Erfindung enthalten ist.

[0025] In einer weiteren bevorzugten Ausführungsform eines erfindungsgemäßen Verdichters werden R134a oder R152a oder azeotrope oder azeotropartige Gemische, insbesondere Gemische aus Tetrafluorpropen und Trifluoriodomethan oder Kohlenwasserstoffe bzw. Gemische aus Kohlenwasserstoffen, oder halogenierte oder teilweise halogenierte Kohlenwasserstoffe, Halogene, Ether, Ester, Alkohole oder Gemische davon und mit einem oder mehreren der vorgenannten Substanzen als Kältemittel verwendet. Im Bereich der Kohlenwasserstoffe sind insbesondere 2,2-Dimethylbuthan, 2,3-Dimethylbuthan, 2,3-Dimethylpentan, 2-Methylhexan, 3-Methylhexan, 2-Methylpentan, 3-Ethylpentan, 3-Methylpentan, Zyklohexan, Zyklopentan, n-Heptan, Methylzyklopentan, n-Pentan und n-Hexan denkbar. Weitere mögliche Kältemittel sind auch in der WO 2006/012095 A2 und der US 696 701 beschrieben. In der Folge seien Verdichterparameter beschrieben, welche insbesondere für eine Verwendung derartiger Kältemittel optimiert sind.

[0026] Ein erfindungsgemäßer Verdichter kann demnach ein Verhältnis von Kolbendurchmesser und Kolbenhub (D/s) von etwa 0,6 bis 1,6, insbesondere 0,875 bis 1,4, weiterhin insbesondere von etwa 1,14 aufweisen. Das Verhältnis von Kolbendurchmesser und Durchgangsdrosselbohrung in der Ventilplatte (D/d) beträgt vorzugsweise in etwa 1,8 bis 4, insbesondere 2,15 bis 3,5, weiterhin insbesondere in etwa 2,8. Alternativ oder zusätzlich kann das Verhältnis von Durchgangsdrosselbohrung in der Ventilplatte und Hub der Sauglamelle (d/t) in etwa 7 bis 15, insbesondere 8,3 bis 14,4, weiterhin insbesondere etwa 11,4 betragen. Das Verhältnis von Kolbenhub zum Hub der Sauglamelle (s/t) kann in etwa 15 bis 40, insbesondere 20 bis 36, weiterhin insbesondere 28,2 betragen. Die vorstehend beschriebene Auslegung bezieht sich wie erwähnt auf die Kältemittel R143a, R152a, die azeotropen Gemische sowie Kohlenwasserstoffe bzw. Gemische aus Kohlenwasserstoffen.

[0027] Bei einem erfindungsgemäßen Verdichter kann ferner das Kippverhalten der Schwenkscheibe derart selbsttätig limitierend wirksam sein, daß bei hohen Drehzahlen desselben, insbesondere bei sehr hohen Drehzahlen oder der maximalen Drehzahl der Winkel maximaler Auslenkung der Schwenkscheibe kleiner ist als der Winkel maximaler Auslenkung $\alpha_{\max}$ bei niedrigen Drehzahlen des Verdichters. Bevorzugt sind die Geometrie und Dimensionierung sämtlicher translatorisch bewegter Teile wie Axialkolben, Kolbenstange oder Gleitsteine oder dgl. einerseits und sämtlicher rotatorisch bewegter Teile wie Schwenkscheibe, Mitnehmer oder dgl. andererseits derart, daß für vorbestimmte Kippwinkel der Schwenkscheibe, insbesondere zwischen einem vorbestimmten minimalen Kippwinkel und einem vorbestimmten maximalen Kippwinkel das Moment $M_{k, \text{ges}}$ infolge der translatorisch bewegten Massen, insbesondere der Kolben, gegebenenfalls einschließlich Gleitsteine, Kolbenstangen oder dgl. derart kleiner gewählt ist als das Moment M_{sw} infolge

des Deviationsmoments, d.h. als das Moment infolge der Massenträgheit der Schwenkscheibe, daß bei hohen Drehzahlen des Verdichters, insbesondere bei sehr hohen Drehzahlen oder bei einer maximalen Drehzahlen der Winkel maximaler Auslenkung der Schwenkscheibe kleiner ist als der Winkel $\alpha_{\max}$ maximaler Auslenkung bei kleineren Drehzahlen des Verdichters. Auch eine derartige konstruktive Ausgestaltung ermöglicht eine Minimierung der Regeleingriffe insbesondere bei Drehzahlsprüngen bei einer gleichzeitigen kostengünstigen Herstellung.

[0028] In einer weiteren bevorzugten Ausführungsform eines erfindungsgemäßen Verdichters ist in einer zwischen dem Saugdruckniveau und dem Triebwerksraum angeordnete Fluidverbindung und/oder in einer zwischen dem Hochdruckniveau und dem Triebwerksraum angeordneten Fluidverbindung ein Schaltventil angeordnet. Damit kann auf einfache Art und Weise eine Regelung des Triebwerkraumdrucks p_c realisiert werden.

[0029] Die Erfindung wird nachfolgend in Hinsicht auf weitere Vorteile und Merkmale beispielhaft und unter Bezugnahme auf die beiliegenden Zeichnungen beschrieben. Die Zeichnungen zeigen in:

Fig. 1 eine schematische Darstellung zur Verdeutlichung der Herleitung bzw. Berechnung der Momente infolge der translatorisch und rotatorisch bewegten Massen;

Fig. 2 den Schwenkscheibenmechanismus eines erfindungsgemäßen Verdichters in Explosionsdarstellung;

Fig. 3a die Momentenverteilung in einem erfindungsgemäßen Verdichter als Funktion des Kippwinkels der Schwenkscheibe bzw. des Schwenkrings;

Fig. 3b den Differenzdruck zwischen Triebwerksraum und Sauggasseite bzw. den Druck im Triebwerksraum als Funktion des geometrischen Fördervolumens für einen bestimmten Betriebspunkt des erfindungsgemäßen Verdichters bei verschiedenen Verdichterdrehzahlen;

Fig. 4 a-c schematische Erläuterungen zur Funktionsweise eines erfindungsgemäßen Verdichters bei Verwendung des Kältemittels CO_2 ;

Fig. 5 eine Darstellung des Differenzdrucks zwischen Triebwerksraum und Sauggasseite als Funktion des Massenstroms eines erfindungsgemäßen Verdichters bei Verwendung des Kältemittels CO_2 ;

Fig. 6 vier Indikatordiagramme für zwei Betriebspunkte des erfindungsgemäßen Verdichters;

Fig. 7 eine schematische Darstellung, welche die Auslegung des Einlaßventils bzw. der Einlaßventile und der Verdichtergeometrie verdeutlicht;

Fig. 8 das Verhalten eines erfindungsgemäßen Verdichters bei einem Drehzahl- sprung von 2000 U/min auf 6000 U/min.

Fig. 9 einen Schwenkscheibenmechanismus einer weiteren bevorzugten Ausführungsform eines erfindungsgemäßen Verdichters in Explosionsdarstellung;

Fig. 10 den Differenzdruck zwischen Triebwerksraum und Sauggasseite bzw. den Druck im Triebwerksraum als Funktion des geometrischen Fördervolumens für einen bestimmten Betriebspunkt der Ausführungsform gemäß Fig. 9 bei verschiedenen Verdichterdrehzahlen;

Fig. 11a+b die Momentenverteilung in der bevorzugten Ausführungsform eines Verdichters gemäß Fig. 9;

Fig. 12a-d schematische Erläuterungen zur Funktionsweise eines erfindungsgemäßen Verdichters bei Verwendung des Kältemittels R143a, R152a, azeotroper Gasgemische, von Kohlenwasserstoff(en) bzw. Gemischen hiervon;

Fig. 13 eine Darstellung des Differenzdrucks zwischen Triebwerksraum und Sauggasseite als Funktion des geometrischen Fördervolumens bzw. des Massenstroms eines erfindungsgemäßen Verdichters bei Verwendung der Kältemittel R134a, R152a etc.;

Fig. 14 vier Indikatordiagramme für zwei Betriebspunkte eines Verdichters mit R134a etc. als Kältemittel; und

Fig. 15 eine Auflistung der Parameter, die für einen Verdichter mit R134a etc. als Kältemittel von Vorteil sind.

[0030] Beim Verfahren zum Regeln des Kältemittel-Massenstroms eines Verdichters wird ein Momentengleichgewicht zwischen einem durch rotatorisch bewegte Massen bedingten Moment M_{sw} und einem durch translatorisch bewegte Massen bedingten Moment $M_{k,ges}$ für wenigstens einen Auslenkwinkel α_{gl} einer Schwenkscheibe, welche in Form eines Schwenkrings 1 (vgl. Fig. 2) vorliegt, herbeigeführt. Für einen CO_2 als Kältemittel benutzenden Verdichter ergibt sich folgender Parametersatz, welcher in etwa für ein Momentengleichgewicht sorgt: $m_k = 45$ bis $80g$ (Masse der Kolben), $r_i = 17$ bis 25 mm (Innendurchmesser des Schwenkrings 1), $r_a = 35$ bis 45 mm (Außendurchmesser des Schwenkrings 1), $h = 12$ bis 17 mm und $R = 24$ bis 35 , wobei der Werkstoff, aus dem der Schwenkring 1 gefertigt ist, Stahl, Grauguß oder eine Bronzelegierung ist. Die Auslegung der Schwenkscheibe in Form des Schwenkrings 1 sorgt dafür, daß das vorstehend beschriebene Verhältnis von M_{sw} und $M_{k,ges}$ in einer konstruktiv einfachen Weise erreichbar ist, da der Massenschwerpunkt im Kippgelenk auf der Antriebswellenachse liegt und nicht in Abhängigkeit des Kippwinkels des Schwenkrings 1 variiert. Dadurch haben die Regelkennlinien einen relativ linearen Verlauf. Eine Verdeutlichung der Herleitung der beiden vorstehend näher bezeichneten Momente ist aus Fig. 1 ersichtlich. Dabei handelt es sich um eine vereinfachte, als beispielhaft anzusehende Herleitung (vereinfacht ist in diesem Zusammenhang in dem Sinne zu verstehen, daß in der Modellrechnung die interessierenden Größen für eine Scheibe berechnet werden) für die verschiedenen Momente. Bei komplexen Geometrien insbesondere der Schwenkscheibe (wenn die anschauliche Betrachtung keine zufriedenstellenden Werte mehr liefert) können die Massenträgheitsmomente und Deviationsmomente sowie andere, von Geometrie und Dichte der Materialien beeinflusste Größen, auf einfache Weise mittels CAD berechnet werden.

[0031] In der vereinfachten, jedoch anschaulichen Herleitung der Massenträgheitsmomente wird davon ausgegangen, daß der Schwerpunkt der Schwenkscheibe im Kippgelenk in etwa auf der Wellenmittelachse liegt, also kein Steineranteil oder ähnliches berücksichtigt werden muß. Für die Herleitung des Deviationsmomentes gelten im allgemeinen die folgenden mathematischen Zusammenhänge, wobei auch das maßgebliche Koordinatensystem in Fig. 1 dargestellt ist:

$$J_{yz} = -J_1 \cos \alpha_2 \cos \alpha_3 - J_2 \cos \beta_2 \cos \beta_3 - J_3 \cos \gamma_2 \cos \gamma_3$$

$$\alpha_1 = 0$$

$$\beta_1 = 90^\circ \quad \text{Richtungswinkel der x-Achse}$$

$$\gamma_1 = 90^\circ \quad \text{gegenüber den Hauptträgheitsachsen } \xi, \eta, \zeta$$

$$\alpha_2 = 90^\circ$$

$$\beta_2 = \psi \quad \text{Richtungswinkel der y-Achse}$$

$$\gamma_2 = 90^\circ + \psi \quad \text{gegenüber den Hauptträgheitsachsen } \xi, \eta, \zeta$$

$$\alpha_3 = 90^\circ$$

$$\beta_3 = 90^\circ - \psi \quad \text{Richtungswinkel der z-Achse}$$

$$\gamma_3 = \psi \quad \text{gegenüber den Hauptträgheitsachsen } \xi, \eta, \zeta$$

[0032] Das hierbei verwendete Koordinatensystem geht, wie vorstehend erwähnt, aus Fig. 1 hervor. Weiterhin gilt für einen "Ring":

$$J_2 = J_\eta = \frac{m}{4} (r_a^2 + r_i^2 + \frac{h^2}{3})$$

sowie

$$J_3 = J_\zeta = \frac{m}{2} (r_a^2 + r_i^2)$$

(Anmerkung: $J_3 \approx 2 J_2$)

[0033] Für das Deviationsmoment, welches für die Schwenkbewegung maßgebend ist, gilt :

$$J_{yz} = -J_2 \cos\psi \sin\psi + J_3 \cos\psi \sin\psi$$

[0034] Unabhängig von der Fig. 1 gilt für das Moment infolge Massenkräfte der Kolben:

$$\beta_i = \theta + 2\pi (i-1) \frac{1}{n}$$

$$Z_i = R\omega^2 \tan\alpha \cos\beta_i$$

$$F_{mi} = m_k z_i$$

$$M(F_{mi}) = m_k R \cos\beta_i z_i$$

$$M_{k,ges} = m_k R \sum_{i=1}^n z_i \cos\beta_i$$

sowie für das Moment M_{sw} infolge des Deviationsmoments:

$$M_{sw} = J_{yz} \omega^2$$

$$J_{yz} = \left\{ \frac{msw}{2} (r_a^2 + r_i^2) - \frac{msw}{4} (r_a^2 + r_i^2 + \frac{h^2}{3}) \right\} \cos\alpha \sin\alpha$$

$$J_{yz} = \frac{msw}{24} \sin 2\alpha (3r_a^2 + 3r_i^2 - h^2)$$

[0035] Im Zusammenhang mit der Erfindung soll für einen beliebigen Kippwinkel oder Kippwinkelbereich folgendes Momentenverhältnis konstruktiv verwirklicht werden:

$$M_{sw} \geq M_{k,ges} \text{ bzw. bevorzugt der Unterfall } M_{sw} = M_{k,ges} \text{ bzw. bevorzugt (für CO}_2 \text{ als Kältemittel) } M_{sw} \approx M_{k,ges}$$

[0036] Damit gilt auch:

$$[\omega^2 R^2 m_k \tan \alpha \sum_{i=1}^n \cos^2 \beta \leq \omega^2 \frac{msw}{24} \sin 2\alpha (3r_a^2 + 3r_i^2 - h^2)] \text{ bzw. für CO}_2:$$

$$[\omega^2 R^2 m_k \tan \alpha \sum_{i=1}^n \cos^2 \beta \approx \omega^2 \frac{msw}{24} \sin 2\alpha (3r_a^2 + 3r_i^2 - h^2)]$$

[0037] Wie bereits erläutert, läßt sich das (Kipp-)Moment der Schwenkscheibe infolge des zugehörigen Deviationsmoments durch verschiedene Parameter (Geometrie, Dichteverteilung, Masse, Massenschwerpunkt) bewußt so einstellen, daß

$M_{sw} \geq M_{k,ges}$ oder aber der Unterfall $M_{sw} = M_{k,ges}$ gilt.

[0038] Im Zusammenhang mit den angegebenen Gleichungen bedeutet:

θ	Drehwinkel der Welle (wobei die vor- und nachstehenden Betrachtungen der Einfachheit halber für $\theta=0$ angestellt werden)
η	Anzahl der Kolben
R	Abstand der Kolbenachse zur Wellenachse
ω	Wellendrehzahl
α	Kippwinkel des Schwenkringes/Schwenkscheibe
m_k	Masse eines Kolbens inklusive Gleitsteine bzw. Gleitsteinpaar
$m_{k,ges}$	Masse aller Kolben inklusive Gleitsteine
m_{sw}	Masse des Schwenkringes
r_2	Außenradius des Schwenkringes
r_i	Innenradius des Schwenkringes
h	Höhe des Schwenkringes
g	Dichte des Schwenkringes
V	Volumen des Schwenkringes
β_i	Winkelposition des Kolbens i
z_i	Beschleunigung des Kolbens i
F_{mi}	Massenkraft des Kolbens i (inklusive Gleitsteine)
$M(F_{mi})$	Moment infolge der Massenkraft des Kolbens i
$M_{k,ges}$	Moment infolge der Massenkraft aller Kolben
M_{sw}	Moment infolge des Aufstellmomentes des Schwenkringes/Schwenkscheibe infolge des Deviationsmoments (J_{yz})

[0039] Ein Beispiel für ein Triebwerk, bei dem ein Momentengleichgewicht ($M_{k,ges} \approx M_{sw}$) für wenigstens einen Auslenkwinkel α_{gl} der Schwenkscheibe bzw. des Schwenkings 1 hergestellt ist, d.h. also für einen Verdichter, bei dem das Momentengleichgewicht-Merkmal des erfindungsgemäßen Verfahrens implementiert ist, ist in Fig. 2 dargestellt. Bevor jedoch näher hierauf eingegangen wird, sei erwähnt, daß eine bevorzugte Ausführungsform eines erfindungsgemäßen Verdichters (nicht in den Zeichnungen dargestellt) ein Gehäuse, einen Zylinderblock und einen Zylinderkopf umfaßt. Im Zylinderblock sind Kolben axial hin- und herbewegbar gelagert. Der Antrieb des Verdichters erfolgt über eine Riemenscheibe mittels einer Antriebswelle 2. Bei dem hier beschriebenen Verdichter handelt es sich um einen Verdichter mit variablem Kolbenhub, wobei der Kolbenhub durch eine Druckdifferenz, die durch die Drücke p_s^* und p_c definiert ist, geregelt wird. Je nach der Größe der Druckdifferenz (diese ist zeitabhängig bzw. abhängig vom Drehwinkel der An-

triebswelle 2) wird eine Schwenkscheibe in Form eines Schwenkrings 1 mehr oder weniger aus ihrer bzw. seiner vertikalen Lage ausgelenkt bzw. verschwenkt (vgl. hierzu auch Fig. 3b: ist die Druckdifferenz groß, so ist der Kipp- bzw. Auslenkwinkel des Schwenkrings 1 klein, während bei kleinen Druckdifferenzen der Kippwinkel groß ist). Je größer der daraus resultierende Schwenkwinkel bzw. Auslenkwinkel ist, desto größer ist der Kolbenhub. Ist der Kolbenhub groß, so ist zunächst der Massenstrom groß. Die Größe des dazu korrespondierenden Drucks hängt von der Systemregelung, d.h. der Expansionsorganstellung ab.

[0040] Aus Fig. 2 ist ersichtlich, daß der Schwenkscheibenmechanismus der bevorzugten Ausführungsform den Schwenkring 1, die Antriebswelle 2, eine Schiebehülse 3, die auf der Antriebswelle 2 axial gegen die Wirkung wenigstens eines elastischen Elementes in Form einer ring- bzw. schneckenförmigen Paß- bzw. Rückstellfeder 4 (die bei einer Anwendung von CO₂ als Kältemittel bevorzugt eine Federrate von C = 30 bis 60 N/mm hat) gelagert ist, sowie ein Stützelement 5 und ein Kraftübertragungselement 6 umfaßt. Alternativ ist auch eine Bauform mit zwei Federn denkbar. Die Schiebehülse 3 kann dabei sowohl gegen die Wirkung beider Federn, als auch mit der Wirkung einer Feder sowie gegen die Wirkung der anderen Feder gelagert sein. Das Stützelement 5 ist sowohl radial als auch (in einer Richtung senkrecht zur Antriebswellenachse) senkrecht dazu verschiebbar am Kraftübertragungselement 6 angelenkt, was bedeutet, daß das Stützelement 5 in einer Ebene (und nicht nur entlang einer Achse) verschiebbar gelagert ist. Das Stützelement 5 ist zylinderbolzenförmig ausgebildet und weist eine Nut 7 auf, mittels derer das Stützelement 5 mit dem Kraftübertragungselement 6 in Wirkeingriff steht. Dazu ist das dem Stützelement 5 zugewandte Ende bzw. ist der dem Stützelement 5 zugewandte Endbereich des Kraftübertragungselements 6 in Form eines Flachstahls ausgebildet. Dies heißt also, daß der besagte Endbereich des Kraftübertragungselements 6 eine annähernd rechteckförmige Umfangskontur aufweist. Dieser annähernd rechteckförmig ausgebildete Endbereich steht mit der Nut 7 des Stützelements 5 in Eingriff. Der Vorteil der Konstruktion des Kraftübertragungselements 6 und des Stützelements 5 und insbesondere deren Lagerung ineinander liegt darin, daß der Flachstahl nicht zu hoch bauen muß; die Festigkeit und Steifigkeit (geringe Verformung) wird durch die Breite der Lagerung bereitgestellt. In einem mittleren Bereich nimmt die Stärke des Kraftübertragungselements 6 zu, während es an seinem der Antriebswelle 2 zugewandten Ende hülsenförmig ausgebildet ist. Mit Hilfe des hülsenförmigen Teils 8 des Kraftübertragungselements 6 ist selbiges an der Antriebswelle 2 gelagert bzw. befestigt. Für eine verdrehgesicherte Verbindung der Antriebswelle 2 mit dem hülsenförmigen Teil 8 des Kraftübertragungselements 6 sorgt eine Paßfeder 2a. Es sei an dieser Stelle angemerkt, daß in der vorliegenden bevorzugten Ausführungsform das Kraftübertragungselement 6 einstückig und auch einstoffig mit dem hülsenförmigen Teil 8 ausgebildet ist. Alternativ könnte es sich natürlich beim Kraftübertragungselement 6 und dem hülsenförmigen Teil 8 um zwei verschiedene Bauteile (gegebenenfalls sogar aus unterschiedlichen Materialien) handeln. Ferner sei an dieser Stelle angemerkt, daß das Kraftübertragungselement 6 bzw. der hülsenförmige Teil 8 des Kraftübertragungselements 6 zwei Aussparungen in Form von Nuten 9 aufweist. Es sei an dieser Stelle angemerkt, daß das Kraftübertragungselement 6 und das hülsenförmige Teil 8 auch einstückig mit der Antriebswelle 2 ausgeführt sein kann. Hierbei kann es sich z.B. um ein Schmiedeteil handeln; eine einstückige Ausführung ist für eine Serienfertigung zu bevorzugen.

[0041] Da der Innendurchmesser der Feder 4 größer ist als der Außendurchmesser des hülsenförmigen Teils 8 des Kraftübertragungselements 6, kann das hülsenförmige Teil 8 in zusammengebaute Zustand des Schwenkscheibenmechanismus unter die Feder 4 geschoben werden. Das heißt also, daß das hülsenförmige Teil 8 über die Antriebswelle 2 gestülpt und radial durch die Feder 4 auf der Antriebswelle 2 fixiert wird. Auf der der Feder 4 abgewandten Seite des Kraftübertragungselements 6 wird dann die Schiebehülse 3, welche eine zum Kraftübertragungselement 6 korrespondierende Aussparung 10 aufweist, über die Antriebswelle 2 gestülpt (Gleitsitz). Die Schiebehülse 3 weist ferner zwei Aussparungen in Form von Bohrungen 11 auf. Axial werden das Kraftübertragungselement 6 sowie die Schiebehülse 3 durch eine Nutmutter (nicht gezeigt) auf der Antriebswelle 2 gesichert, wobei sich die Schiebehülse 3 auf der Antriebswelle 2 in axialer Richtung hin- und herbewegen kann. Der hülsenförmige Teil 8 des Kraftübertragungselements ist mit der Feder 4 auf der Antriebswelle 2 drehfest fixiert. Für ein besseres Startverhalten des Verdichters ist auf der Antriebswelle 2 ferner eine Tellerfeder 12 angeordnet, welche dafür Sorge trägt, daß der Verdichter nicht bei einem minimalen Auslenkwinkel des Schwenkrings 1 startet. Ferner sind auf der Antriebswelle 2 Anschläge in Form von Anschlägscheiben 13, 14 angeordnet, welche den Auslenkwinkel des Schwenkrings begrenzen. Die Anschlägscheibe 13 dient als Anschlag für einen minimalen Auslenkwinkel, während die Anschlägscheibe 14 als Anschlag für einen maximalen Auslenkwinkel des Schwenkrings 2 dient. An der Rückseite kann auch ein Lagersitz für das Hauptaxiallager vorgesehen sein.

[0042] Das Stützelement 5 ist in einer zylinderförmigen Aussparung in Form einer Bohrung 15 im Schwenkring 1 gelagert. Die Bohrung 15 erstreckt sich senkrecht zur Antriebswellenachse. Die Sicherung des Stützelements 5 im Schwenkring 1 erfolgt mittels zweier Sprengringe 16.

[0043] Es sei an dieser Stelle angemerkt, daß das Kraftübertragungselement 6 in der vorliegenden bevorzugten Ausführungsform drehfest mit der Antriebswelle 2 verbunden ist. Weiterhin sei an dieser Stelle angemerkt, daß durch die hülsenförmige Ausbildung bzw. den hülsenförmigen Teil 8 des Kraftübertragungselements 6 die Antriebswelle 2 nicht durchbrochen wird und somit entsprechende Stabilität aufweist. Die lichte Weite der Bohrung des Schwenkrings 1 ist mindestens geringfügig größer als die korrespondierende Erstreckung des Kraftübertragungselements 6 (Montierbarkeit).

[0044] Bei der vorliegenden bevorzugten Ausführungsform ist der Mechanismus aus Stützelement 5 und Kraftübertragungselement 6 nicht dazu bestimmt, das Drehmoment von der Welle auf die Schrägscheibe in Form des Schwenkrings 1 zu übertragen. Die Lagerstellen zwischen Stützelement 5 und Kraftübertragungselement 6, zwischen Kraftübertragungselement 6 und Antriebswelle 2 und zwischen Stützelement 5 und Schwenkring 1 sind nicht dazu ausgelegt, Drehmoment zu übertragen. Es entfällt demnach eine Art Mitnehmerfunktion für das Stützelement 5 und das Kraftübertragungselement 6. Das ist aus Gründen der Hysterese bewußt so gewählt, d.h. das Verkippen des Schwenkrings 1 und die Drehmomentübertragung werden funktional voneinander entkoppelt. Der Mechanismus aus Kraftübertragungselement 6 und Stützelement 5 nimmt im wesentlichen die Kolbenkräfte auf. Das Drehmoment wiederum wird von der Antriebswelle 2 an den Schwenkring 1 durch ein auf der Antriebswellenmittelachse bereitgestelltes Kippgelenk (realisiert durch Antriebsbolzen 15a) übertragen. Die das Drehmoment zwischen der Schiebehülse 3 und dem Schwenkring 1 übertragenden Antriebsbolzen 15a sind am Schwenkring mit Sprengringen 16a arretiert bzw. gesichert. Der Schwenkring 1 weist Abflachungen 17 auf, welche zu Abflachungen 18 an der Schiebehülse 3 korrespondierenden. Prinzipiell ist in anderen Ausführungsformen auch denkbar, daß die Schiebehülse 3 entfällt und die Drehmomentübertragung in einer beliebigen Form zwischen Antriebswelle und Schwenkring 1 direkt stattfindet (z.B. über Abflachungen an der Antriebswelle 2 und dem Schwenkring 1). Es sei an dieser Stelle angemerkt, daß es ebenso zum Grundgedanken der vorliegenden Erfindung gehört, die Funktionen der Drehmomentübertragung und der Gaskraftabstützung zu koppeln.

[0045] Durch die Entkopplung der Drehmomentübertragung und der Gaskraftabstützung kann erreicht werden, daß neben der Möglichkeit, das Stützelement 5 und das Kraftübertragungselement 6 entsprechend klein zu dimensionieren, eine optimierte Flächenpressung, insbesondere zwischen Kraftübertragungselement 6 und Stützelement 5 sowie zwischen Stützelement 5 und Schwenkring 1 erreicht werden. Dadurch und durch die erfindungsspezifische Anlenkung zwischen Kraftübertragungselement 6 und Stützelement 5 kann eine kompakte Bauform des Verdichters erreicht werden.

[0046] In Fig. 3a ist eine qualitative Darstellung der bevorzugten Auslegung der Momente gemäß der verwendeten Gleichungen (vgl. Fig. 1) dargestellt, wobei neben den durch die rotatorisch und translatorisch bedingten Momenten (M_{sw} und $M_{k,ges}$) die Summe der Momente dargestellt ist. Wie man Fig. 3a entnehmen kann, stellt sich über weite Bereiche des Kippwinkels bzw. Auslenkwinkels des Schwenkrings 1 in etwa ein Momentengleichgewicht ein, wobei es sich in der vorliegenden Figur um eine Darstellung der Momente über dem Schwenkwinkel α für eine beliebige Drehzahl n der Antriebswelle 2 handelt.

[0047] In Fig. 3b ist für eine feste Federrate der Rückstellfeder 4 und für feste Druckverhältnisse an der Hochdruck- und der Saugseite von 130 und 35 bar für verschiedene Drehzahlen n der Differenzdruck, der zwischen Triebwerksraum und Saugseite herrscht, dargestellt, wobei jede Betrachtung für einen Verdichter mit Momentengleichgewicht und mit einer über den gesamten Drehzahlbereich vorherrschenden konstanten Sauggasdichte p , gilt. Es sei an dieser Stelle angemerkt, daß es sich hierbei um eine eher theoretische Betrachtungsweise handelt, da sowohl der Druck p_d als auch der Druck p_s^* am Kolben für diese Berechnung für jede Drehzahl n der Antriebswelle 2 konstant angenommen werden. In der Praxis werden mit steigender Drehzahl n insbesondere der Saugdruck p_s^* und somit die Sauggasdichte p abgesenkt.

[0048] Es sei an dieser Stelle angemerkt, daß in Fig. 3a das Momentengleichgewicht M_{sw} zu $M_{k,ges}$ qualitativ dargestellt ist. Die Momente M_{sw} und $M_{k,ges}$ können durch entsprechende Triebwerksauslegung auch so eingestellt werden, daß sich neben einem Triebwerk mit neutralem Verhalten wie in Fig. 3a dargestellt, ein Triebwerk mit aufregelndem Verhalten bzw. ein Triebwerk mit abregelndem Verhalten konzipieren läßt. Die Momente M_{sw} und $M_{k,ges}$ bzw. deren Verhältnis zueinander wäre(n) lediglich entsprechend vorzusehen, wobei für CO_2 als Kältemittel natürlich $M_{sw} \approx M_{k,ges}$ bzw. $M_{sw} > M_{k,ges}$ bevorzugt wird.

[0049] Im weiteren sei der Fall $M_{sw} + M_{k,ges} \approx 0$ betrachtet. Aus Fig. 3b kann man erkennen, daß sich die Regelkurven in genau einem Punkt schneiden. Dies ist der Ausgangspunkt für die Summe der Momente, wobei in diesem Punkt gilt: $M_{sw} = M_{k,ges}$. Dieser Punkt läßt sich je nach Konstruktion eines Verdichters beliebig auswählen. Anhand der Gleichung zur Summe der Momente aus Fig. 1 kann man einen Einfluß des Kippwinkels leicht nachvollziehen. Der Effekt ergibt sich aus den Verläufen der Terme $\tan(\alpha)$ und $\sin(2\alpha)$. Das heißt, die Summe der Momente kann in der Auslegung für genau einen Kippwinkel ausgeglichen werden. Geschieht das zum Beispiel für den maximalen Kippwinkel der Schrägscheibe, so gibt es kleinere Abweichungen in der Summe der Momente für andere Kippwinkel. Diese Abweichungen kann man aber relativ klein halten.

[0050] Für folgende Kippwinkel ist die Einstellung des Momentengleichgewichts sinnvoll:

$$\begin{aligned} &\text{für } (\alpha_{\min} \leq \alpha \leq \alpha_{\max}) \\ &\text{für } \alpha = (\alpha_{\max} - \alpha_{\min}) / 2 \\ &\text{für } \alpha = \alpha_{\max} \text{ und} \\ &\text{für } \alpha \geq \alpha_{\max} \end{aligned}$$

[0051] Die beiden zuletzt genannten Fälle sind allerdings deutlich zu bevorzugen, wobei angemerkt sei, daß in den

Diagrammen der Abbildungen 3a und 3b ungefähr der dritte Fall (Schnittpunkt bei 95 % des maximalen Fördervolumens), d.h. also ein Momentengleichgewicht für $\alpha = \alpha_{\max}$, realisiert wird. Neben dem sich gegenüber Veränderungen der Drehzahl in etwa neutral verhaltenden Triebwerk wird der Kippwinkel des Schwenkrings 2 im wesentlichen durch die Variation der Drücke p_s^* , p_d sowie des Triebwerksraumdruckes p_c verändert. In einem konstanten Betriebspunkt bei vorgegebenem p_s^* und p_d geschieht die Änderung im wesentlichen nur durch den Triebwerksraumdruck p_c . Letzteres ist auch den Diagrammen der Fig. 3b zu entnehmen.

[0052] Um Regeleingriffe vermeiden bzw. vermindern zu können, die durch Drehzahländerungen verursacht werden, wird bei dem hier beschriebenen Verfahren das Produkt der Verdichterdrehzahl n , der Sauggasdichte p des in den Zylindern angesaugten Gases und des Kolbenhubs s für unterschiedliche Verdichterdrehzahlen n zumindest für bestimmte Drehzahlbereich in etwa konstant gehalten, während ein im Triebwerksraum herrschender Druck p_c ebenfalls in etwa konstant gehalten wird (weil z.B. die Bestromung des Regelventils konstant gehalten wird). Dies geschieht zumindest bereichsweise, insbesondere für Verdichterdrehzahlen n zwischen 600 und 9000 U/min und bevorzugt für Verdichterdrehzahlen zwischen 2500 und 7000 U/min. Dadurch kann das Fördervolumen, d.h. der Massenstrom auch ohne Regelung des Triebwerksraumdruckes p_c in etwa konstant gehalten werden. Dies verdeutlicht sich einfach aus folgenden Zusammenhängen: Das Fördervolumen pro Zeit V [cm^3/s] $= V_{\text{geo}}$ [cm^3] $\times n$ [1/s], wobei V_{geo} für das geometrische Fördervolumen und n für die Verdichterdrehzahl steht. Für das geometrische Fördervolumen V_{geo} gilt folgende Beziehung: $V_{\text{geo}} = D^2 \pi / 4 \times s \times \eta$, wobei η die Anzahl der Kolben darstellt. Der Massenstrom pro Zeit m [g/s] $= V$ [cm^3/s] $\times \rho$ [g/cm^3], wobei ρ für die zeitlich zu mittelnende Sauggasdichte im Zylinderraum steht. Damit ergibt sich, daß m eine Funktion von n , p und s ist, wobei p eine Funktion von t und p ist. Daraus erkennt man, daß $m = K \times s \times n \times p$ gilt, wobei K eine Konstante ist, so daß bei einer Konstanzhaltung des Produkts aus s , n und p das Fördervolumen bzw. der Massenstrom konstant gehalten werden.

[0053] Demnach ermöglicht also eine derartige erfindungsgemäße Ausgestaltung des Verfahrens mit einem Momentengleichgewicht der translatorischen und rotatorischen Massen auf der einen Seite und einer Konstanzhaltung der oben näher bezeichneten Parameter auf der anderen Seite eine Regelung eines Verdichters ohne ein Nachregeln des Triebwerksraumdruckes p_c für einen entsprechenden Betriebspunkt. Über das Regelventil am Verdichter und die systemseitige Regelung wird lediglich ein gewünschter Betriebspunkt eingestellt, während eine Änderung der Drehzahl der Antriebswelle 2 durch das selbstkompensierende Verhalten eines erfindungsgemäßen Verdichters weitgehend abgefangen wird. Apparativ bedeutet dies, daß bei einer Änderung der Drehzahl ein etwa proportionales Verhalten in bezug auf den geförderten Kältemittel-Massenstrom realisiert werden muß. Dies heißt, daß auch bei einer deutlichen Steigerung der Drehzahl der geförderte Kältemittel-Massenstrom konstant zu halten bzw. zu limitieren ist. Dies wird apparativ (vgl. hierzu Fig. 7) dadurch gelöst, daß neben dem Momentengleichgewicht, beispielsweise durch eine Ausgestaltung des Schwenkrings 2 und des Triebwerks gemäß Fig. 2, wenigstens ein sauggasseitig eingeordnetes Einlaßventil angebracht ist, welches derart konfiguriert ist, daß der in die Zylinderbohrungen gelangende Kältemittel-Massenstrom drehzahlabhängig derart (insbesondere über die Sauggasdichte) beeinflußt wird, daß das Verhältnis der Momente M_{sw} und $M_{\text{k,ges}}$ einerseits und die Drosselleistung des Einlaßventils andererseits derart zueinander in Relation stehen, daß zumindest über Teile des Drehzahlbereichs des Verdichters der Kältemittel-Massenstrom, der im System gefördert wird, in etwa konstant ist. Dies heißt in anderen Worten gesagt, daß die Ventile auf der Saugseite bedingt als Drosselstelle genutzt werden und gezielt im Zusammenhang mit den Parametern M_{sw} und $M_{\text{k,ges}}$ ausgelegt bzw. abgestimmt sind. Es sei an dieser Stelle weiterhin erwähnt, daß bei $M_{\text{sw}} \approx M_{\text{k,ges}}$ der Auslenkwinkel des Schwenkrings 1 bei Drehzahlsprüngen konstant bleibt. Dies heißt in anderen Worten gesagt, daß, wenn sich die Drehzahl des Verdichters von n_1 auf n_2 verdoppelt, der Kältemittel-Massenstrom im wesentlichen durch eine Auslenkwinkelreduzierung (hier Halbierung) konstant gehalten wird. Diese wird durch die Absenkung der Sauggasdichte hervorgerufen ($\rho_1 \times n_1 \times s_1 \approx \rho_2 \times n_2 \times s_2$, wobei $n_2 = 2n_1$ und $s_1 \times \rho_1 \approx 2 \times \rho_2 \times s_2$).

[0054] Die Drosselung durch die saugseitigen Ventile ist schematisch in Fig. 4a dargestellt, wobei der Einfluß der Drosselung durch ein Log-p-h-Diagramm in Fig. 4b verdeutlicht wird (Druckreduzierung auf p_s , für das Gas im Zylinderraum). Der kritische Punkt (mit CO_2 als Kältemittel handelt es sich um einen überkritischen Prozeß) ist mit KP bezeichnet. Ergänzend hierzu ist noch der Kältemittel-Massenstrom über der Drehzahl der Antriebs-2 bzw. Verdichterwelle in Fig. 4c aufgetragen (qualitative Darstellung). Neben dem theoretischen Anstieg des Massenstroms ist das reale Verhältnis dargestellt, welches vom Betriebspunkt abhängig variieren kann. Die gewählte Darstellung ist für einen festen Betriebspunkt aufgetragen. Die Darstellung gilt demnach für einen konstanten Kippwinkel.

[0055] Wie auch aus Fig. 5 ersichtlich ist, kann aufgrund der erfindungsgemäßen Verfahrensführung bzw. Auslegung eines Verdichters bewirkt werden, daß für Drehzahlen n_1 , n_2 , n_3 und n_4 bei einer jeweiligen Verdoppelung zwischen den jeweiligen nächstliegenden Drehzahlen (z.B. $n_2 = 2n_1$) eine Halbierung von $V_{\text{geo}} \times p$ dargestellt werden kann, ohne daß der Druck p_c im Triebwerksraum verändert werden muß, so daß $m = V_{\text{geo}} \times \rho \times n$ bei der besagten Verdoppelung von n konstant bleibt. Dabei ist der Einfluß der Drosselung des Sauggases bei einem minimalen Kippwinkel sehr gering und z.B. bei einem Kippwinkel von 0° gar nicht vorhanden, was dadurch verdeutlicht wird, daß sich in diesem Bereich die Verläufe der einzelnen Drehzahlen in etwa treffen. Bei der Ausgestaltung des erfindungsgemäßen Verdichters muß weiterhin berücksichtigt werden, daß Verluste infolge der Sauggasdrosselung auftreten, welche bei der Auslegung der

Ventilgeometrie zu berücksichtigen sind. Diese Verluste steigen mit steigender Drehzahl. Durch die erfindungsgemäße Ausgestaltung wird erreicht, daß sich $V_{\text{geo}} \times p$ so ändert, daß der Massenstrom des Kältemittels konstant bleibt, ohne daß der Druck im Triebwerksraum geändert werden müßte.

[0056] In Fig. 4c ist der Massenstrom des Kältemittels über der Drehzahl qualitativ dargestellt, wobei daraus hervorgeht, daß der Massenstrom des Kältemittels durch den Drosselungseffekt bei höheren Drehzahlen deutlich mehr reduziert wird als bei niedrigen Drehzahlen. Dies heißt in anderen Worten gesagt, daß bei einer Veränderung der Drehzahl von n_2 auf n_3 der Massenstrom des Kältemittels ohne Verluste von m_{2t} auf m_{3t} angehoben wird. Durch die Verluste wird der Massenstrom des Kältemittels jedoch von einem Massenstrom m_{2r} auf einen Massenstrom m_{3r} angehoben. Dadurch ist es bedingt, daß durch die Auslegung der Saugventile gegebenenfalls nur über weite Drehzahlbereiche ein idealer Verlauf des Regelverhaltens sichergestellt werden kann und nicht über den gesamten Drehzahlbereich.

[0057] Der Hintergrund für diesen Sachverhalt liegt auch darin, daß z.B. bei einer Verdoppelung der Drehzahl der Kippwinkel der Schrägscheibe halbiert werden müßte. Würden die Momente M_{sw} und $M_{\text{k,ges}}$ so ausgelegt, daß M_{sw} größer als $M_{\text{k,ges}}$ wäre (Überkompensation), so würde die Drehzahl einen nichtlinearen Einfluß nehmen (dieser Einfluß unterläge einem quadratischen Gesetz). Ebenso hat auch die Drosselung keinen linearen (sondern einen quadratischen) Einfluß. Es bietet sich an, zumindest einen dieser sich gegenseitig verstärkenden Effekte zu vermeiden. Ohnehin wurde gegenüber dem Stand der Technik bereits erwähnt, daß eine Überkompensation durch den Parameter M_{sw} durch eine entsprechend unattraktive Bauteilmasse und Bauteilgröße erkaufte werden müßte. Demnach ist $M_{\text{k,ges}} \approx M_{\text{sw}}$ zu bevorzugen.

[0058] Deshalb ist es vorteilhaft, das Regelverhalten in einem mittleren Drehzahlbereich abzustimmen. Im Drehzahlbereich darunter liegt dann eine leichte Unterkompensation vor, im oberen Drehzahlbereich liegt eine leichte Überkompensation vor.

[0059] Kompensation heißt in diesem Zusammenhang, daß bei einer Drehzahlverdoppelung das geometrische Fördervolumen bzw. der Kippwinkel oder der Hub des Kolbens derart selbsttätig verändert wird, daß der Massenstrom des Kältemittels sich im wesentlichen nicht verändert, der Triebwerksraumdruck p_c nicht durch einen Regeleingriff verändert werden muß und sich durch den nicht veränderten Massenstrom das anlagenseitige Druckniveau auf der Saugseite bzw. der Hochdruckseite sowie auch die Kälteleistung im wesentlichen nicht verändert. Bei einem konstanten Kältemittel-Massenstrom $m = \text{konst}$ (wobei wie bereits vorstehend erläutert $m = V_{\text{geo}} \times p \times n$ gilt), wirkt bei einer Veränderung der Drehzahl n dadurch, daß $m = K \times s \times n \times p$ gilt, direkt und zeitnah auf $p \times s$ ein, wobei p ebenfalls auf s einwirkt. Man erhält demnach eine sehr schnelle Regelantwort auf die Änderung der Drehzahl n . Durch die Regelstrecke des Regelventils wäre das nicht möglich, so daß ein Überschwingen vermieden werden kann. Der Schwenkring 1 ist demnach eine Art interner Controller (Wattcontroller).

[0060] Unterkompensation heißt in diesem Zusammenhang, daß bei einer Verdoppelung der Drehzahl das geometrische Fördervolumen bzw. der Kippwinkel bzw. der Hub des Kolbens derart selbsttätig verändert wird, daß der Massenstrom des Kältemittels gegenüber der Ausgangslage etwas verringert wird. Ein korrigierender Regeleingriff wird notwendig. Ebenso bedeutet Überkompensation in diesem Zusammenhang, daß bei einer Verdoppelung der Drehzahl das geometrische Fördervolumen bzw. der Kippwinkel oder der Hub des Kolbens derartig selbsttätig verändert wird, daß der Massenstrom des Kältemittels gegenüber der Ausgangslage etwas erhöht wird. Ein korrigierender Regeleingriff wird, wie im Falle der Unterkompensation, notwendig.

[0061] Eine Unterkompensation von $M_{\text{k,ges}}$ durch M_{sw} oder $M_{\text{k,ges}}$ bietet sich nicht an, da dann die Auslegung der Saugventile auch diesen negativen Effekt mit eliminieren müßte.

[0062] Das heißt zusammengefaßt:

$M_{\text{sw}} > M_{\text{k,ges}}$ (Überkompensation der translatorisch bewegten Massen) bewirkt Nachteile im Bereich "package" und verstärkt den Einfluß der Drosselung durch die Saugventile in unerwünschtem Maße.

$M_{\text{sw}} < M_{\text{k,ges}}$ (Unterkompensation der translatorisch bewegten Massen) bewirkt Nachteile dadurch, daß der Effekt gegen den gewollten Effekt der Sauggasdrosselung arbeitet.

$M_{\text{sw}} \approx M_{\text{k,ges}}$ ist ideal, die Geometrie im wesentlichen der Saugventile und des Verdichtungsraums sind darauf abgestimmt (insbesondere für das Kältemittel CO_2).

[0063] Ebenso wurden die Begriffe Über-, Unter- bzw. Kompensation neben dem Zusammenhang der Momente auch für den Massenstrom des Kältemittels verwendet: Unterkompensation: Bei einer Verdoppelung der Drehzahl n wird der Kältemittel-Massenstrom $m = V_{\text{geo}} \times n \times p$, d.h. also $V_{\text{geo}} \times p$, derart selbsttätig verändert, daß der Massenstrom des Kältemittels gegenüber der Ausgangslage verringert wird. Ein korrigierender Regeleingriff ist notwendig.

Überkompensation: Bei einer Verdoppelung der Drehzahl wird das geometrische Fördervolumen derart selbsttätig verändert, daß der Massenstrom des Kältemittels gegenüber der Ausgangslage erhöht wird. Auch hier ist ein korrigierender Regeleingriff notwendig.

[0064] In Zusammenhang mit Drehzahlsprüngen wurde bisher von Erhöhungen der Drehzahl gesprochen. Es ist selbstverständlich, daß das Verhalten sich in gleicher Form bei Drehzahlabstufungen widerspiegelt, insbesondere ist

es z.B. bei einer Halbierung der Drehzahl das Ziel, Veränderungen des Massenstroms des Kältemittels selbsttätig zu kompensieren. Dazu erhöht sich das geometrische Fördervolumen dementsprechend.

[0065] In Fig. 6 sind Indikatordiagramme für zwei Betriebspunkte dargestellt, um den Einfluß der Ventilverluste in Abhängigkeit der Drehzahl n der Antriebswelle 2 zu zeigen. Während bei einer Drehzahl von 800 U/min der durchschnittliche Druckverlust bei etwa 0,5 bar liegt, liegt der Druckverlust bei gleicher Ventilkonfiguration bei 3000 U/min bei im Durchschnitt etwa 3 bar. Dieses Verhalten ist durch entsprechende Dimensionierung der saugseitigen Ventile in gewissen Grenzen beeinflussbar.

[0066] Die Dimensionierung der saugseitigen Ventile und der Verdichtergeometrie ist in Fig. 7 beschrieben. Die Dimensionierung der Parameter bezieht sich auf die Anwendung des Kältemittels R744 (CO_2). Die Dimensionierung von Verdichtern, welche als Kältemittel R134a/R152a verwenden, ist deutlich unterschiedlich; hier müßte die Abstimmung des Momentengleichgewichts bzw. der Momente M_{sw} und $M_{\text{k,ges}}$ in bezug auf die Ventilgeometrie deutlich anders aussehen. Bei R134a/R152a sind die Druckverluste vergleichsweise geringer, was darin resultiert, daß die Momente M_{sw} größer als $M_{\text{k,ges}}$ gewählt werden müssen (Überkompensation der Momente), um eine Kompensation im Bereich des Massenstroms des Kältemittels zu erzielen. Es sei an dieser Stelle angemerkt, daß das hier konkret für CO_2 als Kältemittel beschriebene Verfahren auf beliebige Kältemittel übertragbar ist, wobei diese Übertragung im Grundgedanken der vorliegenden Erfindung enthalten ist. In den beiden oberen Diagrammen kann man beginnend bei einem Unterschwinger (unten links) im Saugdruck, bei dem das Saugventil öffnet, einen Verdichter-Zyklus betrachten. Das Gas wird in der Folge (Prozeßrichtung entgegen dem Uhrzeigersinn) verdichtet, bis nach einem leichten Überschwinger das Auslassventil öffnet. Nach dem Auslass des Gases folgt eine Rückexpansion, die schließlich wieder zum Ausgangspunkt führt.

[0067] Der Verdichter weist (vgl. Fig. 7) an der Einlaßseite für das Sauggas in den Zylinderraum eine Ventilplatte 19 mit einer darunter angebrachten Sauglamelle 20 auf. Die Sauglamelle 20 ist zungenförmig ausgebildet und dient der Steuerung des Sauggaseinlasses. Wird das Gas im Zylinder komprimiert, so verschließt die Sauglamelle 20 eine Durchgangsdrosselbohrung 21, während sich die Sauglamelle 20 beim Ansaugen des Sauggases (bedingt durch den im Zylinder vorherrschenden Unterdruck) um einen Hub t (verdeutlicht durch Pfeile 22) nach unten bewegt und dem einzusaugenden Kältemittel bzw. dem Sauggas durch die Durchgangsdrosselbohrung 21 Einlaß in den Zylinder gewährt.

[0068] Die Durchgangsdrosselbohrung 21 weist einen Durchmesser d auf. Aufgrund der Geometrie des Einlaßventils, d.h. insbesondere aufgrund des Durchmessers d der Durchgangsdrosselbohrung 21 bzw. insbesondere aufgrund der Summe des Durchmessers d der Durchgangsdrosselbohrung 21 und des Hubes t der Sauglamelle 20 und auch der Verdichtergeometrie kommt es über weite Arbeitsbereiche des erfindungsgemäßen Verdichters zu einem gewünschten Absenken des Saugdrucks p_s . Dies kann beispielsweise (im Falle eines Verdichters mit Kältemittel CO_2) mit folgenden Parametern für die Verdichtergeometrie erreicht werden: Die Anzahl der Kolben N beträgt 5 bis 9; der Hub t der Sauglamelle 20 beträgt zwischen 0,9 und 1,2 mm, während die Ventilplatte 19 eine Bohrung (Durchgangsdrosselbohrung 21) aufweist, deren Durchmesser d zwischen 4 und 6 mm liegt. Die Werte für den Kolbendurchmesser D liegen bei ca. 15 bis 19 mm und der Kolbenhub s beträgt in etwa 17 bis 22 mm. Das maximale Hubvolumen pro Zylinder V beträgt 3 ccm bis 6 ccm. Ein bevorzugter Parametersatz lautet: $N = 6$; $D = 18$; $s = 19$; $V = 4,7$; $t = 1,1$; $d = 5$. Demnach ergeben sich als energetisch günstige, die Geometrie des Verdichters beschreibende Größen ein Verhältnis von Kolbendurchmesser und Kolbenhub von etwa 0,65 bis 1,1, ein Verhältnis von Kolbendurchmesser und Durchgangsdrosselbohrung 21 in der Ventilplatte 19 von etwa 2,5 bis 4, ein Verhältnis von Durchgangsdrosselbohrung 21 in der Ventilplatte 19 und Hub t der Sauglamelle von etwa 3,7 bis 6,7 sowie ein Verhältnis von Kolbenhub s zum Hub t der Sauglamelle von etwa 14 bis 24.

[0069] Es sei an dieser Stelle angemerkt, daß diese Werte die optimale Geometrie für einen Betrieb mit CO_2 als Kältemittel widerspiegeln, daß jedoch je nach konstruktiven Bedürfnissen auch Werte von 0,4 bis 1,5 für das Verhältnis von Kolbendurchmesser und Kolbenhub sowie Werte von 1,5 bis 5 für das Verhältnis von Kolbendurchmesser und Durchgangsdrosselbohrung sowie Werte von 2,5 bis 8 für das Verhältnis von Durchgangsdrosselbohrung und Hub der Sauglamelle sowie Werte von etwa 10 bis 30 für das Verhältnis von Kolbenhub zum Hub der Sauglamelle energetisch günstig sind. In dieser bevorzugten Ausführungsform wird die Durchgangsdrosselbohrung 21 auf der Saugseite als Drosselstelle genutzt und gezielt im Zusammenhang mit den anderen den Verdichter regelnden Parametern ausgelegt. Das einströmende Gas durchströmt eine Saugkammer, welche im Zylinderkopf angebracht ist, mit dem Druck P_s und wird dann über das Einlaßventil, das beispielsweise die vorstehend beschriebene Konfiguration aufweist, in die Zylinderbohrung eingeleitet, wo sich aufgrund der Saugventil-Konfiguration der Druck p_s^* einstellt, der ein optimales Regelverhalten des Verdichters gewährleistet.

[0070] In Fig. 8 letztendlich ist ein Drehzahlsprung von 2000 U/min auf 6000 U/min dargestellt; die Kurven repräsentieren den Druck an der Sauggasseite, den Massenstrom des Kältemittels, die Drehzahl sowie den Druck an der Hochdruckseite. Der Massenstrom des Kältemittels sowie die Drücke im Triebwerksraum an der Sauggasseite des Verdichters und der Druckseite des Verdichters bleiben im wesentlichen unverändert. Erfindungsgemäß ist durch eine Abstimmung der Momente M_{sw} und $M_{\text{k,ges}}$ in Zusammenhang mit den Saugventilen erreicht worden, daß dieses Verhalten vorherrscht.

[0071] Der ideale Bereich für die Auslegung ist, wie bereits erwähnt, der mittlere Drehzahlbereich, so daß für die oben

genannten Größen kurzzeitige Veränderungen (Massenstrom des Kältemittels sowie die Drücke im Triebwerksraum an der Saugseite des Verdichters und der Druckseite des Verdichters) selbstregelnd kompensiert werden.

[0072] Das ist auch versuchstechnisch leicht zu überprüfen. Bei einem Verdichter kann der Massenstrom für einen entsprechenden Drehzahlsprung relativ einfach gemessen werden. Die Auslegung der Parameter der Saugventile sowie der Parameter M_{sw} und $M_{k,ges}$ ist durch Ausmessen und Wiegen nachzuvollziehen. Ein Messen des Kolbenhubs kann durch eine Befestigung eines Magneten am Kolben auf eine einfache Art und Weise erfolgen, da sich der Magnet über einen Sensor am Gehäuse detektieren läßt. Der Massenstrom m ist vor oder nach dem Verdichter über Massenstrommeßgeräte feststellbar. Mittels eines Drehzahlmeßgeräts läßt sich auch die Verdichterdrehzahl n auf einfache Art und Weise bestimmen. Der Druck p_s kann in einem Indikatordiagramm indiziert werden und über seinen Zusammenhang mit der Sauggasdichte ρ ($\rho = f(p, T)$) leicht berechnet werden. Demnach sind alle Größen bestimmbar.

[0073] Eine weitere bevorzugte Ausführungsform für den Schwenkscheibenmechanismus eines erfindungsgemäßen Verdichters ist in Fig. 9 dargestellt. Ebenso wie die bevorzugte Ausführungsform gemäß Fig. 2 ist dieser Mechanismus für CO_2 als Kältemittel wie auch für die bereits erwähnten Kältemittel R134a oder R152a oder die azeotropen oder azeotropartigen Gemische, insbesondere Gemische aus Tetrafluorpropen und Trifluoriodomethan oder die Kältemittel aus einem oder mehreren Kohlenwasserstoffen (Kohlenwasserstoffe oder Gemische hiervon) einsetzbar. Bei einer Verwendung von CO_2 als Kältemittel ist der Schwenkring derart ausgelegt, daß sich für wenigstens einen Auslenkwinkel α des Schwenkrings 1 ein Momentengleichgewicht $M_{k,ges} \approx M_{sw}$ einstellt, während bei einer Verwendung der anderen Kältemittel ein Überwiegen des Momentes M_{sw} gegenüber dem Moment $M_{k,ges}$ ($M_{sw} \geq M_{k,ges}$) für wenigstens einen Bereich der möglichen Auslenkwinkel des Schwenkrings vorteilhaft ist. Der Schwenkscheibenmechanismus gemäß Fig. 9 ist in weiten Teilen analog zu demjenigen gemäß Fig. 2 aufgebaut, in der Folge seien deshalb insbesondere die Unterschiede zu dem Mechanismus gemäß Fig. 2 herausgestellt.

[0074] Analog zu dem in Fig. 2 dargestellten Schwenkscheibenmechanismus weist auch derjenige gemäß Fig. 9 einen Schwenkring 1, eine Antriebswelle 2, eine Schiebehülse 3, sowie ein Stützelement 5 und ein Kraftübertragungselement 6 auf. Diese und auch die weiteren Komponenten sind mit Bezugszeichen analog zu Fig. 2 bezeichnet. Hinsichtlich der Funktion und der weiteren gleich wirkenden Komponenten sei auf die Erläuterungen zu Fig. 2 verwiesen, soweit in der Folge keine gegenteiligen Ausführungen gemacht werden.

[0075] Abweichend vom Mechanismus gemäß Fig. 2 weist das Stützelement 5 keine nut- oder taschenförmige Aussparung, sondern eine in etwa rechteckförmige Aussparung 23 auf, welche sich in radialer Richtung durch das gesamte Stützelement 5 hindurch erstreckt. Das Kraftübertragungselement 6 ist in etwa zylinderförmig ausgebildet und weist an seinem radial äußeren Ende (d.h. also an seinem dem Schwenkring 1 zugewandten Ende) eine flachstahlartige Ausbildung aus. Diese greift in die Aussparung 23 ein und bildet somit die Anlenkung des Kraftübertragungselements 6 an das Stützelement 5.

[0076] In einem radial äußeren Bereich nimmt der Querschnitt der Aussparung 23 radial nach außen hin zu, d.h. der Querschnitt weitet in dem besagten radial äußeren Bereich in etwa V-förmig auf, während er in einem radial inneren Bereich (aus der Fig. 9 nicht ersichtlich) in etwa konstant ist. Die radial äußeren, stirnseitigen Kanten des Kraftübertragungselements 6 sind für jeden Kippwinkel des Schwenkrings 1 im radial äußeren Bereich der Aussparung 23 angeordnet. Dies heißt, daß die Kanten für jeden Kippwinkel des Schwenkrings 1 über den Bereich des in etwa konstanten Aussparungsquerschnitts überstehen und damit ein Verkanten mit dem Stützelement in jedem Betriebspunkt des Verdichters vermieden wird. Reibung und Hysterese im Bereich des Mechanismus werden dadurch verringert, was zu einem geringen Verschleiß und einer geringen Wärmeentwicklung im Betrieb führt. Das Kraftübertragungselement 6 ist mit seinem der Antriebswelle 2 zugewandten Ende in die Antriebswelle 2, d.h. in eine korrespondierende Aussparung 24 der Antriebswelle eingepreßt. Zu erwähnen bleibt eine halbkreis- bzw. nutförmige Aussparung 25, welche Bestandteil einer Fluidverbindung zwischen dem Triebwerksraum bzw. der Triebwerkskammer des Verdichters und der Sauggasseite des Verdichters ist. Diese Fluidverbindung dient der Regulierung des Drucks in der Triebwerkskammer. Die entsprechende Fluidverbindung erstreckt sich dabei durch die Antriebswelle hindurch und verbindet den Triebwerksraum, in welchem der Druck p_c vorherrscht, mit der Sauggasseite des Verdichters und/oder der Hochdruckseite des Verdichters.

[0077] Zusätzlich ist beim Mechanismus gemäß Fig. 9 ein Kolben 26 dargestellt, welcher mittels zweier Gleitsteine 27 an den Schwenkring 1 angelenkt ist.

[0078] In Fig. 10 ist analog zu Fig. 3b ein Diagramm dargestellt, welches den Differenzdruck bzw. den Druck im Triebwerksraum als Funktion des geometrischen Fördervolumens, d.h. also gegebenenfalls des Hubes bzw. Kippwinkels für einen Verdichter mit den vorstehend näher bezeichneten Kältemitteln (R134a usw.) darstellt. Es sei an dieser Stelle nochmals erwähnt, daß neben einer Einstellung eines Momentengleichgewichts $M_{sw} \approx M_{k,ges}$ eine für die besagten Kältemittel zu bevorzugende Triebwerksauslegung einstellbar ist, welche ein Triebwerk entstehen läßt, bei welchem im Bereich der möglichen Kippwinkel des Schwenkrings 1 $M_{sw} \geq M_{k,ges}$ gilt. Es ist zu erkennen, daß sich die Regelkurven in genau einem Punkt schneiden. Dieser Punkt ist der Auslegungspunkt für die Summe der Momente, in welchem $M_{sw} = M_{k,ges}$ gilt. Dieser Punkt läßt sich nahezu beliebig auswählen. Anhand der Gleichung zur Summe der Momente kann der Einfluß des Kippwinkels in Fig. 10 mit Hilfe der Ausführungen zu Fig. 3b nachvollzogen werden.

[0079] Analog zu Fig. 3a sind in den Fig. 11a und 11b jeweils die Momente $M_{k,ges}$ und M_{sw} sowie die Summe aus

$M_{k,ges}$ und M_{sw} (M_{ges}) für zwei verschiedene Parametersätze über dem Kippwinkel der Schrägscheibe dargestellt. Während in Fig. 11b eine eher dem Kältemittel CO_2 förderliche Charakteristik dargestellt ist, findet sich in Fig. 11a eine eher den anderen vorstehend aufgezählten Kältemitteln (R134a etc.) förderliche Charakteristik ($M_{sw} \geq M_{k,ges}$). Zusätzlich sind die jeweiligen Parameter des Triebwerks aufgelistet, wobei n (p) die Anzahl der Kolben, R den Abstand der Kolbenachse zur Wellenachse, n die Wellendrehzahl, m_k die Masse eines Kolbens inklusive Gleitstein, $m_{k,ges}$ die Masse aller Kolben inklusive Gleitstein, L die Lage des Pivotheads, m_{sw} die Masse der Schrägscheibe, r_a den Außenradius der Schrägscheibe, r_i den Innenradius der Schrägscheibe und h die Höhe der Schrägscheibe repräsentiert. Es sei an dieser Stelle angemerkt, daß die ausgewählte Drehzahl, für die die Berechnungen durchgeführt sind, beliebig ist, da sie beide Momente gleichartig beeinflusst. Demzufolge ist die Darstellung qualitativ ohne die Angabe von Zahlenwerten gegeben.

[0080] Die Fig. 12a bis 12c entsprechen den Fig. 4a bis 4c, wobei die Fig. 4a bis 4c für CO_2 als Kältemittel Gültigkeit besitzen, während die Fig. 12a bis 12c Gültigkeit für die weiteren Kältemittel (R134a etc.) besitzen. Das log-p-h-Diagramm gemäß Fig. 12b ist an die besagten Kältemittel angepaßt, da im Gegensatz zu CO_2 als Kältemittel bei den erwähnten anderen Kältemitteln eine Verflüssigung (Naßdampfgebiet) stattfindet. Ferner sind in Fig. 12d die einzelnen Zustände des Kältemittels einem schematisiert dargestellten Kältekreislauf zugeordnet.

[0081] Fig. 13 stellt das Analogon zur Fig. 5 für die erwähnten Kältemittel (R134a etc.) dar. Gezeigt wird die veränderte Kippcharakteristik gegenüber der Fig. 10 infolge des Effekts an den Saug- bzw. Einlaßventilen. Während die Ausführungen zu Fig. 5 Gültigkeit behalten, sei darauf hingewiesen, daß bei größeren Verdichterdrehzahlen der Schwenkring nicht mehr auf einen maximalen Kippwinkel verstellt werden kann. Dies ist ein wichtiges Sicherheitsmerkmal des erfindungsgemäßen Verdichterkonzepts.

[0082] Analog zu den Darstellungen in Fig. 6 ist in Fig. 14 eine Darstellung von vier Indikator-Diagrammen für die erwähnten Kältemittel (außer CO_2) gegeben, wobei angemerkt sei, daß die Darstellungen qualitativ in etwa für alle aufgezählten Kältemittel (einschließlich CO_2) verwendbar sind.

[0083] Als bevorzugte Parameter im Falle der Kältemittel R134a etc. ergeben sich (vgl. hierzu auch Fig. 7) ein Kolbendurchmesser D von 28 bis 35 mm, ein Kolbenhub s von 25 bis 32 mm sowie ein maximales Hubvolumen pro Zylinder von 22 bis 28 cm^3 . Zu bevorzugen ist als Saugventil bzw. Einlaßventil wiederum ein druckgesteuertes Lamellenventil, wobei der Hub des Einlaßventils t zwischen 0,9 und 1,2 mm beträgt; die Bohrung beträgt zwischen 10 und 13 mm. Ein ähnlicher bzw. derselbe Zahlenwert gilt für Öffnungen, welche nicht kreisrund sind, jedoch einen vergleichbaren Querschnitt aufweisen. Daraus ergeben sich zu bevorzugende Parameter bzw. Verhältnisse von Kolbendurchmesser und Kolbenhub (D/s) von etwa 0,6 bis 1,6, insbesondere 0,875 bis 1,4, weiterhin insbesondere von etwa 1,14. Das Verhältnis von Kolbendurchmesser und Durchgangsdrosselbohrung in der Ventilplatte (D/d) beträgt etwa 1,8 bis 4, insbesondere 2,15 bis 3,5, weiterhin insbesondere in etwa 2,8. Das Verhältnis von Durchgangsdrosselbohrung in der Ventilplatte und Hub der Sauglamelle (d/t) beträgt in etwa 7 bis 15, insbesondere 8,3 bis 14,4, weiterhin insbesondere in etwa 11,4, und das Verhältnis von Kolbenhub zum Hub der Sauglamelle (s/t) beträgt in etwa 15 bis 40, insbesondere 20 bis 36, weiterhin insbesondere in etwa 28,2. Anzumerken sei an dieser Stelle, daß die vorstehend angegebenen Parameter eine Gültigkeit für die Kältemittel R134a, R152a etc. besitzen.

[0084] Aus Fig. 15 gehen die Parameter hervor, die bezüglich der Auslegung der Momentengleichgewichte zu verwenden sind. In den verschiedenen Spalten wird zunächst ein bevorzugter Parametersatz angegeben; weiterhin werden die Parameter dann noch bereichsweise festgelegt. Auch diese Parameter sind für die Kältemittel R134a, R152 etc. zu bevorzugen.

[0085] Letztendlich sei im Hinblick auf die Kältemittel R134a etc. auch auf Fig. 8 verwiesen, welche analog zu übernehmen und anzuwenden ist.

[0086] Durch die erfindungsgemäße Selbstregelung kann entgegen dem Stand der Technik ein einfaches Schaltventil eingesetzt werden, welches den Gasstrom von der Hochdruckseite in den Triebwerksraum beeinflussen kann. Das Schaltventil kann dann eingreifen, wenn ein anderer Betriebspunkt eingestellt werden soll. Ein Eingriff auf das Regelventil durch ein sogenanntes Feedback wie beim Stand der Technik ist nicht notwendig. Dem Regelventil, welches den Gasstrom von der Druckseite des Verdichters in den Triebwerksraum des Verdichters regelt, muß somit kein zusätzliches Signal zugeführt werden, wie es nach dem Stand der Technik bekannt ist. Beim Stand der Technik dienen als zusätzliche Signale z.B. die Änderung des Massenstroms des Kältemittels, die Änderung einer Druckdifferenz, die Änderung des Saugdrucks etc. Für einen einmal eingestellten Betriebspunkt kann die Selbstregelung Schwankungen des Kältemittel-Massenstroms infolge der Drehzahl kompensieren. Es sei an dieser Stelle darauf hingewiesen, daß es wesentlich ist, daß nicht nur der Massenstrom im wesentlichen konstant gehalten werden kann, sondern gleichzeitig die Drucklagen auf der Druckseite und der Saugseite des Verdichters. Die Magnetspule des Regelventils betätigt das Regelventil erst dann, wenn ein neuer Betriebspunkt eingestellt werden soll. Ein sogenanntes Schaltventil ist gegenüber dem Stand der Technik also dadurch gekennzeichnet, daß der Feedbackbereich entfallen kann. Ein solches Schaltventil ist deutlich günstiger, als die nach dem Stand der Technik verwendeten Ventile. Ein solch einfaches in einem erfindungsgemäßen Verdichter verwendetes Ventil ist bevorzugt ein Ventil der Bauart, wie sie für heutige ABS- bzw. ESP-Ventile eingesetzt werden.

[0087] Es sei auch darauf hingewiesen, daß die erfindungsgemäße Regelung deutlich schneller als die bisherige Regelung arbeitet. Die zu regelnden Größen werden etwa zeitgleich mit dem Anstieg der Drehzahl geregelt, nach dem Stand der Technik geschieht das zeitverzögert, da zuerst eine Feedbackgröße abgreifbar sein muß, die dem Regelventil zugeführt bzw. zugeordnet wird.

[0088] Obwohl die Erfindung anhand von Ausführungsformen mit fester Merkmalskombination beschrieben wird, umfaßt sie jedoch auch die denkbaren weiteren vorteilhaften Kombinationen dieser Merkmale, wie sie insbesondere, aber nicht erschöpfend, durch die Unteransprüche angegeben sind. Sämtliche in den Anmeldungsunterlagen offenbarten Merkmale werden als erfindungswesentlich beansprucht, soweit sie einzeln oder in Kombination gegenüber dem Stand der Technik neu sind.

Bezugszeichenliste

[0089]

1	Schwenkring
2	Antriebswelle
2a	Paßfeder
3	Schiebehülse
4	Rückstellfeder
5	Stützelement
6	Kraftübertragungselement
7	Nut
8	hülsenförmiger Teil des Kraftübertragungselements 6
9	Nut
10	Aussparung
11	Bohrung
12	Tellerfeder
13, 14	Anschlagscheibe
15	Bohrung
15a	Antriebsbolzen
16, 16a	Sprengtring
17, 18	Abflachung
19	Ventilplatte
20	Sauglamelle
21	Durchgangsdrosselbohrung
22	Pfeil
23	Aussparung im Stützelement 5
24	Aussparung in der Antriebswelle 2
25	Aussparung im Kraftübertragungselement 6
26	Kolben
27	Gleitstein

Patentansprüche

- Verfahren zum Regeln des Kältemittel-Massenstroms eines Verdichters, insbesondere Axialkolbenverdichters, weiterhin insbesondere für Kraftfahrzeug-Klimaanlagen, welcher eine Antriebswelle (2) und eine in ihrer Neigung zur Antriebswelle verstellbare Schwenkscheibe (1) aufweist, welche in einem im wesentlichen durch ein Gehäuse des Verdichters definierten Triebwerksraum desselben angeordnet ist und welche durch ihren Auslenkwinkel bezüglich der Antriebswelle (2) den Kolbenhub des Verdichters definiert, wobei in etwa ein Momentengleichgewicht zwischen einem durch rotatorisch bewegte Massen bedingten Moment M_{sw} und einem durch translatorisch bewegte Massen bedingten Moment $M_{k,ges}$ ($M_{sw} = M_{k,ges}$) für wenigstens einen Auslenkwinkel α_{gl} der Schwenkscheibe (1) und/oder ein Überwiegen des Momentes M_{sw} gegenüber dem Moment $M_{k,ges}$ für wenigstens einen Bereich der möglichen Auslenkwinkel der Schwenkscheibe ($M_{sw} \geq M_{k,ges}$) herbeigeführt wird, **dadurch gekennzeichnet, daß** das Produkt der Verdichterfrequenz n , der Sauggasdichte ρ und des Kolbenhubes s für unterschiedliche Verdichterfrequenzen n wenigstens bereichsweise, insbesondere für Verdichterfrequenzen n zwischen 600 und 9000 U/min, insbesondere für Verdichterfrequenzen zwischen 2500 und 7000 U/min, selbsttätig in etwa konstant gehalten wird, während ein im Triebwerksraum herrschender Druck p_c ebenfalls in etwa

konstant gehalten wird ($p \times s \times n = \text{konstant}$),
wobei für alle Auslenkwinkel ein Überwiegen des Moments M_{sw} ($M_{sw} > M_{k,ges}$) hergestellt wird.

2. Verfahren nach Anspruch 1,

dadurch gekennzeichnet, daß

zusätzlich zum Produkt der Verdichterdrehzahl n , der Sauggasdichte p und des Kolbenhubs s auch der Druck p_d an einer Hochdruckseite des Verdichters und/oder der Druck p_s an einer Sauggasseite des Verdichters und/oder eine Regelventilstellgröße eines Regelventils zwischen der Hochdruckseite und dem Triebwerksraum in etwa konstant gehalten werden.

3. Verfahren nach Anspruch 1 oder 2,

dadurch gekennzeichnet, daß

das Momentengleichgewicht zwischen M_{sw} und $M_{k,ges}$ wenigstens für $\alpha_{gl} = (\alpha_{max} - \alpha_{min})/2$ hergestellt wird, wobei α_{max} den maximalen Auslenkwinkel der Schwenscheibe (1) und α_{min} den minimalen Auslenkwinkel der Schwenscheibe (1) bezeichnet.

4. Verfahren nach einem der vorangehenden Ansprüche,

dadurch gekennzeichnet, daß

das Momentengleichgewicht zwischen M_{sw} und $M_{k,ges}$ wenigstens für einen Auslenkwinkel α_{gl} hergestellt wird, für welchen gilt: $\alpha_{min} \leq \alpha_{gl} \leq \alpha_{max}$.

5. Verfahren nach einem der vorangehenden Ansprüche,

dadurch gekennzeichnet, daß

das Momentengleichgewicht zwischen M_{sw} und $M_{k,ges}$ wenigstens für einen Auslenkwinkel $\alpha_{gl} = \alpha_{max}$ hergestellt wird.

6. Verfahren nach einem der vorangehenden Ansprüche,

dadurch gekennzeichnet, daß

das Momentengleichgewicht zwischen M_{sw} und $M_{k,ges}$ wenigstens für einen (fiktiven) Auslenkwinkel $\alpha_{gl} \geq \alpha_{max}$ hergestellt wird.

7. Verfahren nach einem der vorangehenden Ansprüche,

dadurch gekennzeichnet, daß

der Druck im Triebwerksraum p_c variiert wird, um einen gewünschten Betriebspunkt, d.h. einen gewünschten Kältemittelmassenstrom im Verdichter zu erhalten.

8. Verfahren nach einem der vorangehenden Ansprüche,

dadurch gekennzeichnet, daß

bei einer Erhöhung der Drehzahl n der Saugdruck p_s^* und damit p derart abgesenkt wird, daß das Produkt aus n , p und s in etwa konstant ist.

9. Verdichter, insbesondere Axialkolbenverdichter, weiterhin insbesondere Verdichter für die Klimaanlage eines Kraftfahrzeugs, mit einem Gehäuse und einer im wesentlichen in dem Gehäuse angeordneten, über eine Antriebswelle (2) angetriebenen Verdichteinheit zum Ansaugen und Verdichten eines Kältemittels mit einer ebenfalls im Gehäuse angeordneten Schwenscheibe (1),

dadurch gekennzeichnet, daß

die Momente M_{sw} aufgrund der rotatorisch bewegten Massen und $M_{k,ges}$ aufgrund der translatorisch bewegten Massen zueinander in einem vorbestimmten Verhältnis stehen,

daß der Verdichter wenigstens ein sauggasseitig angeordnetes Einlaßventil umfaßt, welches so konfiguriert ist, daß es den in den Zylinderraum gelangenden Kältemittel-Massenstrom drehzahlabhängig so beeinflusst, daß das Verhältnis der Momente M_{sw} und $M_{k,ges}$ einerseits und die Drosselleistung des wenigstens einen Einlaßventils andererseits derart zueinander in Relation stehen, daß zumindest über Teile des Drehzahlbereichs, insbesondere für Verdichterdrehzahlen n zwischen 600 und 9000 U/min, insbesondere für Verdichterdrehzahlen zwischen 2500 und 7000 U/min der in das System geförderte Kältemittel-Massenstrom in etwa konstant ist, wobei für alle Auslenkwinkel ein Überwiegen des Moments M_{sw} ($M_{sw} > M_{k,ges}$) herstellbar ist.

10. Verdichter nach Anspruch 9,

dadurch gekennzeichnet, daß

das wenigstens eine Einlaßventil ein druckgesteuertes Lamellenventil (19, 20, 21) ist.

11. Verdichter nach Anspruch 9 oder 10,

dadurch gekennzeichnet, daß

das wenigstens eine Einlaßventil ein schlitzgesteuertes Ventil ist.

12. Verdichter nach einem der Ansprüche 9 bis 11,

dadurch gekennzeichnet, daß

das Einlaßventil, insbesondere Lamellenventil, eine Ventilplatte (19) mit Durchgangsdrosselbohrung (21) und eine insbesondere zungenförmige Sauglamelle (20) umfaßt.

13. Verdichter nach einem der Ansprüche 9 bis 12,

mit einem Zylinderblock und wenigstens einem, insbesondere 5 bis 9 Kolben, welche in im Zylinderblock vorgesehenen Bohrungen axial hin- und herbewegbar sind,

dadurch gekennzeichnet, daß

jedem Zylinder ein Einlaßventil zugeordnet ist und/oder die korrespondierenden Sauglamellen (20) in einer Sauglamellenplatte integriert sind.

14. Verdichter nach Anspruch 9 bis 13,

dadurch gekennzeichnet, daß

das dem Einlaßventil zugeordnete Ende des bzw. jedes Zylinderraums eine sich radial erstreckende ringförmige Erweiterung umfaßt, die insbesondere den Hub der Sauglamelle(n) (20) begrenzt und zur Befestigungsstelle der Sauglamelle(n) (20) hin abgeschrägt bzw. abgeflacht ist.

15. Verdichter nach einem der Ansprüche 9 bis 14,

dadurch gekennzeichnet, daß

CO₂ als Kältemittel verwendet wird.

16. Verdichter nach einem der Ansprüche 9 bis 15, insbesondere nach Anspruch 15, falls nach einem der Ansprüche 8 bis 12 oder 14 zusätzlich mit einem Zylinderblock und wenigstens einem, insbesondere 5 bis 9 Kolben, welche in im Zylinderblock vorgesehenen Bohrungen axial hin- und herbewegbar sind,

dadurch gekennzeichnet, daß

das Verhältnis von Kolbendurchmesser und Kolbenhub (D/s) in etwa 0,4 bis 1,5, insbesondere 0,65 bis 1,1, weiterhin insbesondere in etwa 0,95 beträgt.

17. Verdichter nach einem der Ansprüche 9 bis 16, insbesondere nach Anspruch 15 oder 16,

dadurch gekennzeichnet, daß

das Verhältnis von Kolbendurchmesser und Durchgangsdrosselbohrung in der Ventilplatte (D/d) in etwa 1,5 bis 5, insbesondere 2,5 bis 4, weiterhin insbesondere in etwa 3,6 beträgt.

18. Verdichter nach einem der Ansprüche 9 bis 17, insbesondere nach einem der Ansprüche 15 bis 17,

dadurch gekennzeichnet, daß

das Verhältnis von Durchgangsdrosselbohrung in der Ventilplatte und Hub der Sauglamelle (d/t) in etwa 2,5 bis 8, insbesondere 3,7 bis 6,7, weiterhin insbesondere in etwa 4,55 beträgt.

19. Verdichter nach einem der Ansprüche 9 bis 18, insbesondere nach einem der Ansprüche 15 bis 18,

dadurch gekennzeichnet, daß

das Verhältnis von Kolbenhub zum Hub der Sauglamelle (s/t) in etwa 10 bis 30, insbesondere 14 bis 24, weiterhin insbesondere in etwa 17,3 beträgt.

20. Verdichter nach einem der Ansprüche 9 bis 14,

dadurch gekennzeichnet, daß

R 134a oder R152a oder azeotrope oder azeotropartige Gemische, insbesondere Gemische aus Tetrafluorpropen und Trifluoriodomethan oder Kohlenwasserstoff(e) oder Gemische aus Kohlenwasserstoffen, oder halogenierte oder teilweise halogenierte Kohlenwasserstoffe, Halogene, Ether, Ester, Alkohole oder Gemische davon und mit einem oder mehreren der vorgenannten Substanzen als Kältemittel verwendet werden.

21. Verdichter nach einem der Ansprüche 9 bis 14 oder 20, insbesondere nach Anspruch 20,

falls nach einem der Ansprüche 8 bis 12 oder 14 oder 20 zusätzlich mit einem Zylinderblock und wenigstens einem, insbesondere 5 bis 9 Kolben, welche in im Zylinderblock vorgesehenen Bohrungen axial hin- und herbewegbar sind, **dadurch gekennzeichnet, daß**

das Verhältnis von Kolbendurchmesser und Kolbenhub (D/s) in etwa 0,6 bis 1,6, insbesondere 0,875 bis 1,4, weiterhin insbesondere in etwa 1,14 beträgt.

22. Verdichter nach einem der Ansprüche 9 bis 14 oder 20 bis 21, insbesondere Anspruch 20 oder 21,

dadurch gekennzeichnet, daß

das Verhältnis von Kolbendurchmesser und Durchgangsdrosselbohrung in der Ventilplatte (D/d) in etwa 1,8 bis 4, insbesondere 2,15 bis 3,5, weiterhin insbesondere in etwa 2,8 beträgt.

23. Verdichter nach einem der Ansprüche 9 bis 14 oder 20 bis 22, insbesondere nach einem der Ansprüche 20 bis 22,

dadurch gekennzeichnet, daß

das Verhältnis von Durchgangsdrosselbohrung in der Ventilplatte und Hub der Sauglamelle (d/t) in etwa 7 bis 15, insbesondere 8,3 bis 14,4, weiterhin insbesondere in etwa 11,4 beträgt.

24. Verdichter nach einem der Ansprüche 9 bis 14 oder 20 bis 23, insbesondere nach einem der Ansprüche 20 bis 23,

dadurch gekennzeichnet, daß

das Verhältnis von Kolbenhub zum Hub der Sauglamelle (s/t) in etwa 15 bis 40, insbesondere 20 bis 36, weiterhin insbesondere in etwa 28,2 beträgt.

25. Verdichter nach einem der Ansprüche 9 bis 24,

dadurch gekennzeichnet, daß

das Kippverhalten der Schwenkscheibe (1) derart selbsttätig limitierend wirksam ist, daß bei hohen Drehzahlen des Verdichters, insbesondere bei sehr hohen Drehzahlen oder der maximalen Drehzahl, der Winkel maximaler Auslenkung der Schwenkscheibe (1) kleiner ist als der Winkel maximaler Auslenkung $\alpha_{\max}$ bei niedrigen Drehzahlen des Verdichters.

26. Verdichter nach einem der Ansprüche 9 bis 25,

dadurch gekennzeichnet, daß

die Geometrie und Dimensionierung sämtlicher translatorisch bewegter Teile, wie Axialkolben, Kolbenstange oder Gleitsteine, od. dgl., einerseits und sämtlicher rotatorisch bewegter Teile, wie Schwenkscheibe (1), Mitnehmer od. dgl., andererseits derart sind, daß für vorbestimmte Kippwinkel der Schwenkscheibe (1), insbesondere zwischen einem vorbestimmten minimalen Kippwinkel und einem vorbestimmten maximalen Kippwinkel das Moment $M_{k,ges}$ infolge der translatorisch bewegten Massen, insbesondere der Kolben, ggf. einschließlich Gleitsteine, Kolbenstangen od. dgl., derart kleiner gewählt ist als das Moment M_{sw} infolge des Deviationsmoments, d.h. als das Moment infolge der Massenträgheit der Schwenkscheibe, daß bei hohen Drehzahlen des Verdichters, insbesondere bei sehr hohen Drehzahlen oder bei einer maximalen Drehzahl, der Winkel maximaler Auslenkung $\alpha_{\max}$ der Schwenkscheibe (1) kleiner ist als der Winkel maximaler Auslenkung bei kleineren Drehzahlen des Verdichters.

27. Verdichter nach einem der Ansprüche 9 bis 26,

welcher eine Fluidverbindung zwischen einer Hochdruckseite und einem Triebwerksraum und/oder zwischen einer Saugdruckseite und dem Triebwerksraum aufweist,

dadurch gekennzeichnet, daß

in der bzw. wenigstens einer der Fluidverbindungen ein Schaltventil angeordnet ist.

Claims

1. Method of controlling the coolant mass flow of a compressor, especially of an axial piston compressor, moreover especially for motor vehicle air-conditioning systems, which compressor has a drive shaft (2) and a tilt plate (1) which is variable in terms of its inclination to the drive shaft and which is arranged in a drive mechanism chamber of the compressor substantially defined by a housing of the latter and which, by means of its angle of deflection with respect to the drive shaft (2), defines the piston stroke of the compressor, wherein there is brought about, approximately, a moment equilibrium between a moment M_{sw} caused by masses moved in rotation and a moment $M_{k,ges}$ caused by masses moved in translation ($M_{sw} = M_{k,ges}$), for at least one angle of deflection α_{gl} of the tilt plate (1), and/or a preponderance of the moment M_{sw} over the moment $M_{k,ges}$ for at least one range of the possible angles of deflection of the tilt plate ($M_{sw} \geq M_{k,ges}$), **characterised in that**

the product of the compressor speed of rotation n , the inlet gas density ρ and the piston stroke s for different compressor speeds of rotation n is automatically kept approximately constant at least over a range, especially for compressor speeds of rotation n between 600 and 9000 rpm, especially for compressor speeds of rotation between 2500 and 7000 rpm, whilst a pressure p_c prevailing in the drive mechanism chamber is likewise kept approximately constant ($\rho \times s \times n = \text{constant}$), there being produced for all angles of deflection a preponderance of the moment M_{sw} ($M_{sw} > M_{k,ges}$).

2. Method according to claim 1,

characterised in that,

in addition to the product of the compressor speed of rotation n , the inlet gas density ρ and the piston stroke s , there are also kept approximately constant the pressure p_d at the high-pressure side of the compressor and/or the pressure p_s at the inlet gas side of the compressor and/or a control valve setting variable of a control valve between the high-pressure side and the drive mechanism chamber.

3. Method according to claim 1 or 2,

characterised in that

the moment equilibrium between M_{sw} and $M_{k,ges}$ is produced at least for $\alpha_{gl} = (\alpha_{max} - \alpha_{min})/2$, wherein α_{max} denotes the maximum angle of deflection of the tilt plate (1) and α_{min} denotes the minimum angle of deflection of the tilt plate (1).

4. Method according to one of the preceding claims,

characterised in that

the moment equilibrium between M_{sw} and $M_{k,ges}$ is produced at least for an angle of deflection α_{gl} , such that: $\alpha_{min} \leq \alpha_{gl} \leq \alpha_{max}$.

5. Method according to one of the preceding claims,

characterised in that

the moment equilibrium between M_{sw} and $M_{k,ges}$ is produced at least for an angle of deflection $\alpha_{gl} = \alpha_{max}$.

6. Method according to one of the preceding claims,

characterised in that

the moment equilibrium between M_{sw} and $M_{k,ges}$ is produced at least for a (hypothetical) angle of deflection $\alpha_{gl} \geq \alpha_{max}$.

7. Method according to one of the preceding claims,

characterised in that

the pressure in the drive mechanism chamber p_c is varied in order to obtain a desired operating point, that is to say a desired coolant mass flow in the compressor.

8. Method according to one of the preceding claims,

characterised in that,

in the case of an increase in the speed of rotation n , the inlet pressure p_{s*} - and together therewith p - is lowered so that the product of n , p and s is approximately constant.

9. Compressor, especially an axial piston compressor, moreover especially a compressor for the air-conditioning system of a motor vehicle, having a housing and, for drawing in and compressing a coolant, a compressor unit arranged substantially in the housing and driven by means of a drive shaft (2) and having a tilt plate (1) likewise arranged in the housing,

characterised in that

the moments M_{sw} due to the masses moved in rotation and $M_{k,ges}$ due to the masses moved in translation are in a predetermined ratio to one another,

and **in that** the compressor has, arranged on the inlet gas side, at least one inlet valve which is so configured that it influences, in dependence on the speed of rotation, the coolant mass flow entering the cylinder space so that, on the one hand, the ratio of the moments M_{sw} and $M_{k,ges}$ and, on the other hand, the throttling performance of the at least one inlet valve are in a relation to one another such that, at least over parts of the speed of rotation range, especially for compressor speeds of rotation n between 600 and 9000 rpm, especially for compressor speeds of rotation between 2500 and 7000 rpm, the coolant mass flow introduced into the system is approximately constant, there being arranged to be produced for all angles of deflection a preponderance of the moment M_{sw} ($M_{sw} > M_{k,ges}$).

10. Compressor according to claim 9,

characterised in that

the at least one inlet valve is a pressure-controlled reed valve (19, 20, 21).

11. Compressor according to claim 9 or 10,

characterised in that

the at least one inlet valve is a slot-controlled valve.

12. Compressor according to one of claims 9 to 11,

characterised in that

the inlet valve, especially reed valve, has a valve plate (19) having a throttling through-bore (21) and an especially tongue-like inlet blade (20).

13. Compressor according to one of claims 9 to 12,

having a cylinder block and at least one, especially 5 to 9, piston(s) which is/are arranged to move axially back and forth in bores provided in the cylinder block,

characterised in that

an inlet valve is associated with each cylinder, and/or the corresponding inlet blades (20) are integrated in an inlet blade plate.

14. Compressor according to claim 9 to 13,

characterised in that

that end of the or each cylinder space which is associated with the inlet valve has a radially extending annular extension, which limits especially the stroke of the inlet blade(s) (20) and which is bevelled off or flattened off towards the fixing location of the inlet blade(s) (20).

15. Compressor according to one of claims 9 to 14,

characterised in that

CO₂ is used as coolant.

16. Compressor according to one of claims 9 to 15, especially according to claim 15, if according to one of claims 8 to 12 or 14 additionally having a cylinder block and at least one, especially 5 to 9, piston(s) which is/are arranged to move axially back and forth in bores provided in the cylinder block,

characterised in that

the ratio of piston diameter and piston stroke (D/s) is approximately from 0.4 to 1.5, especially from 0.65 to 1.1, moreover especially approximately 0.95.

17. Compressor according to one of claims 9 to 16, especially according to claim 15 or 16,

characterised in that

the ratio of piston diameter and the throttling through-bore in the valve plate (D/d) is approximately from 1.5 to 5, especially from 2.5 to 4, moreover especially approximately 3.6.

18. Compressor according to one of claims 9 to 17, especially according to one of claims 15 to 17,

characterised in that

the ratio of the throttling through-bore in the valve plate and stroke of the inlet blade (d/t) is approximately from 2.5 to 8, especially from 3.7 to 6.7, moreover especially approximately 4.55.

19. Compressor according to one of claims 9 to 18, especially according to one of claims 15 to 18,

characterised in that

the ratio of piston stroke to the stroke of the inlet blade (s/t) is approximately from 10 to 30, especially from 14 to 24, moreover especially approximately 17.3.

20. Compressor according to one of claims 9 to 14,

characterised in that

R 134a or R152a or azeotropic or azeotropic-like mixtures, especially mixtures of tetrafluoropropene and trifluoroiodomethane, or hydrocarbon(s) or mixtures of hydrocarbons, or halogenated or partially halogenated hydrocarbons, halogens, ethers, esters, alcohols or mixtures thereof and with one or more of the aforementioned substances are used as coolant.

21. Compressor according to one of claims 9 to 14 or 20, especially according to claim 20,
if according to one of claims 8 to 12 or 14 or 20 additionally having a cylinder block and at least one, especially 5
to 9, piston(s) which is/are arranged to move axially back and forth in bores provided in the cylinder block,
characterised in that
the ratio of piston diameter and piston stroke (D/s) is approximately from 0.6 to 1.6, especially from 0.875 to 1.4,
moreover especially approximately 1.14.
22. Compressor according to one of claims 9 to 14 or 20 to 21, especially claim 20 or 21, **characterised in that**
the ratio of piston diameter and the throttling through-bore in the valve plate (D/d) is approximately from 1.8 to 4,
especially from 2.15 to 3.5, moreover especially approximately 2.8.
23. Compressor according to one of claims 9 to 14 or 20 to 22, especially according to one of claims 20 to 22,
characterised in that
the ratio of the throttling through-bore in the valve plate and stroke of the inlet blade (d/t) is approximately from 7
to 15, especially from 8.3 to 14.4, moreover especially approximately 11.4.
24. Compressor according to one of claims 9 to 14 or 20 to 23, especially according to one of claims 20 to 23,
characterised in that
the ratio of piston stroke to the stroke of the inlet blade (s/t) is approximately from 15 to 40, especially from 20 to
36, moreover especially approximately 28.2.
25. Compressor according to one of claims 9 to 24,
characterised in that
the tilting behaviour of the tilt plate (1) acts in a self-limiting manner such that at high speeds of rotation of the
compressor, especially at very high speeds of rotation or at the maximum speed of rotation, the angle of maximum
deflection of the tilt plate (1) is less than the angle of maximum deflection $\alpha_{\max}$ at low speeds of rotation of the
compressor.
26. Compressor according to one of claims 9 to 25,
characterised in that
the geometry and dimensioning of all parts moved in translation, such as axial pistons, piston rods or sliding blocks
or the like, on the one hand, and all parts moved in rotation, such as the tilt plate (1), members for conjoint movement
or the like, on the other hand, are such that, for predetermined tilt angles of the tilt plate (1), especially between a
predetermined minimum tilt angle and a predetermined maximum tilt angle, the moment $M_{k,ges}$ due to the masses
moved in translation, especially that of the pistons, where appropriate including sliding blocks, piston rods or the
like, is so selected as to be less than the moment M_{sw} due to the moment of deviation, that is to say than the moment
due to the mass inertia of the tilt plate, that at high speeds of rotation of the compressor, especially at very high
speeds of rotation or at a maximum speed of rotation, the angle of maximum deflection $\alpha_{\max}$ of the tilt plate (1) is
less than the angle of maximum deflection at lower speeds of rotation of the compressor.
27. Compressor according to one of claims 9 to 26,
which has a fluid connection between the high-pressure side and drive mechanism chamber and/or between the
inlet pressure side and drive mechanism chamber,
characterised in that
a switching valve is arranged in the or at least one of the fluid connections.

Revendications

1. Procédé de régulation du débit massique de frigorigène d'un compresseur, en particulier d'un compresseur à pistons
axiaux, plus particulièrement pour des climatisations de véhicule automobile, qui présente un arbre d'entraînement
(2) et un plateau pivotant (1) dont l'inclinaison par rapport à l'arbre d'entraînement est réglable, plateau qui est
disposé dans une chambre de mécanisme d'entraînement du compresseur essentiellement définie par un carter
du compresseur et qui définit la course des pistons du compresseur par son angle de déviation par rapport à l'arbre
d'entraînement (2),
sachant qu'on produit pour au moins un angle de déviation du plateau pivotant (1) un équilibre de couples approximatif
entre un couple M_{sw} dû aux masses déplacées en rotation et un couple $M_{k,ges}$ dû aux masses déplacées en
translation ($M_{sw} = M_{k,ges}$), et/ou une prépondérance du couple M_{sw} par rapport au couple $M_{k,ges}$ pour au moins une

plage des angles de déviation possibles du plateau pivotant ($M_{SW} \geq M_{k,ges}$),

caractérisé en ce que le produit du régime n du compresseur, de la densité p du gaz d'aspiration et de la course s des pistons est automatiquement maintenu approximativement constant pour différents régimes n de compresseur au moins dans certaines plages, en particulier pour des régimes n de compresseur compris entre 600 et 9000 tr/min, notamment pour des régimes de compresseur compris entre 2500 et 7000 tr/min, tandis qu'une pression p_c régnant dans la chambre de mécanisme d'entraînement est également maintenue environ constante ($p \times s \times n = \text{constante}$), sachant qu'on réalise une prépondérance du couple M_{sw} ($M_{SW} > M_{k,ges}$) pour tous les angles de déviation.

2. Procédé selon la revendication 1, **caractérisé en ce qu'en plus** du produit du régime n du compresseur, de la densité p du gaz d'aspiration et de la course s des pistons, on maintient également approximativement constantes la pression p_d sur un côté haute pression du compresseur, et/ou la pression p_s sur un côté de gaz d'aspiration du compresseur, et/ou une grandeur réglée d'une soupape de régulation entre le côté haute pression et la chambre de mécanisme d'entraînement.

3. Procédé selon la revendication 1 ou 2, **caractérisé en ce qu'on réalise l'équilibre de couples** entre M_{sw} et $M_{k,ges}$ au moins pour α_{gl} ($(\alpha_{max} - \alpha_{min})/2$, α_{max} désignant l'angle de déviation maximal du plateau pivotant (1) et α_{min} l'angle de déviation minimal du plateau pivotant (1))

4. Procédé selon l'une des revendications précédentes, **caractérisé en ce qu'on réalise l'équilibre de couples** entre M_{sw} et $M_{k,ges}$ au moins pour un angle de déviation α_{gl} qui satisfait à la relation : $\alpha_{min} \leq \alpha_{gl} \leq \alpha_{max}$.

5. Procédé selon l'une des revendications précédentes, **caractérisé en ce qu'on réalise l'équilibre de couples** entre M_{sw} et $M_{k,ges}$ au moins pour un angle de déviation $\alpha_{gl} = \alpha_{max}$.

6. Procédé selon l'une des revendications précédentes, **caractérisé en ce qu'on réalise l'équilibre de couples** entre M_{sw} et $M_{k,ges}$ au moins pour un angle de déviation (fictif) $\alpha_{gl} \geq \alpha_{max}$.

7. Procédé selon l'une des revendications précédentes, **caractérisé en ce qu'on fait varier la pression p_c** dans la chambre de mécanisme d'entraînement afin d'obtenir un point de fonctionnement souhaité, c'est-à-dire un débit massique souhaité de frigorigène dans le compresseur.

8. Procédé selon l'une des revendications précédentes, **caractérisé en ce que**, en cas d'augmentation du régime n , on abaisse la pression d'aspiration p_s , et donc p , de telle sorte que le produit de n , p et s est approximativement constant.

9. Compresseur, en particulier compresseur à pistons axiaux, plus particulièrement compresseur pour la climatisation d'un véhicule automobile, avec un boîtier, et avec une unité de compression pour aspirer et comprimer un frigorigène, disposée pour l'essentiel dans le boîtier, entraînée au moyen d'un arbre d'entraînement (2) et pourvue d'un plateau pivotant (1) lui aussi dans le boîtier,

caractérisé en ce que le couple M_{SW} dû aux masses déplacées en rotation et le couple $M_{k,ges}$ dû aux masses déplacées en translation se trouvent dans un rapport prédéfini l'un par rapport à l'autre,

et en ce que le compresseur comprend au moins une soupape d'admission disposée côté gaz d'aspiration, qui est configurée de telle sorte qu'elle influe, en fonction du régime, sur le débit massique de frigorigène parvenant dans la chambre de cylindre de telle sorte que le rapport des couples M_{SW} et $M_{k,ges}$ d'une part et de l'étranglement produit par la soupape d'admission au moins unique d'autre part se trouvent dans une relation mutuelle telle que, au moins sur une partie de la plage de régimes, en particulier pour des régimes n de compresseur compris entre 600 et 9000 tr/min, notamment pour des régimes de compresseur compris entre 2500 et 7000 tr/min, le débit massique de frigorigène véhiculé dans le système est approximativement constant,

sachant qu'on peut réaliser une prépondérance du couple M_{sw} ($M_{SW} > M_{k,ges}$) pour tous les angles de déviation.

10. Compresseur selon la revendication 9, **caractérisé en ce qu'au moins une soupape d'admission est une soupape à lamelles** (19, 20, 21) pressostatique.

11. Compresseur selon la revendication 9 ou 10, **caractérisé en ce qu'au moins une soupape d'admission est une soupape commandée par fente**.

12. Compresseur selon l'une des revendications 9 à 11, **caractérisé en ce que** la soupape d'admission, notamment la soupape à lamelles, comprend un disque de soupape (19) doté d'un orifice d'étranglement traversant (21), et

une lamelle d'aspiration (20) notamment en forme de languette.

13. Compresseur selon l'une des revendications 9 à 12,
avec un bloc-cylindres et au moins un et notamment 5 à 9 pistons qui sont mobiles axialement en va-et-vient dans
des alésages prévus dans le bloc-cylindres,
caractérisé en ce qu'une soupape d'admission est associée à chaque cylindre, et/ou les lamelles d'aspiration
correspondantes (20) sont intégrées dans une platine de lamelles d'aspiration.
14. Compresseur selon l'une des revendications 9 à 13, **caractérisé en ce que** l'extrémité de la ou de chaque chambre
de cylindre qui est associée à la soupape d'admission comprend un élargissement annulaire s'étendant radialement,
qui limite notamment la course de la/des lamelles d'aspiration (20) et qui est chanfreiné ou aplati en direction du
point de fixation de la/des lamelles d'aspiration (20).
15. Compresseur selon l'une des revendications 9 à 14, **caractérisé en ce qu'on** utilise comme frigorigène du CO₂.
16. Compresseur selon l'une des revendications 9 à 15, notamment selon la revendication 15, si selon l'une des
revendications 8 à 12 ou 14, avec en outre un bloc-cylindres et au moins un et notamment 5 à 9 pistons qui sont
mobiles axialement en va-et-vient dans des alésages prévus dans le bloc-cylindres,
caractérisé en ce que le rapport du diamètre de piston à la course de piston (D/s) est d'environ 0,4 à 1,5, en
particulier de 0,65 à 1,1, plus particulièrement d'environ 0,95.
17. Compresseur selon l'une des revendications 9 à 16, notamment selon la revendication 15 ou 16, **caractérisé en
ce que** le rapport du diamètre de piston à l'orifice d'étranglement traversant du disque de soupape (D/d) est d'environ
1,5 à 5, en particulier de 2,5 à 4, plus particulièrement d'environ 3,6.
18. Compresseur selon l'une des revendications 9 à 17, notamment selon l'une des revendications 15 à 17, **caractérisé
en ce que** le rapport de l'orifice d'étranglement traversant du disque de soupape à la course de la lamelle d'aspiration
(d/t) est d'environ 2,5 à 8, en particulier de 3,7 à 6,7, plus particulièrement d'environ 4,55.
19. Compresseur selon l'une des revendications 9 à 18, notamment selon l'une des revendications 15 à 18, **caractérisé
en ce que** le rapport de la course de piston à la course de la lamelle d'aspiration (s/t) est d'environ 10 à 30, en
particulier de 14 à 24, plus particulièrement d'environ 17,3.
20. Compresseur selon l'une des revendications 9 à 14, **caractérisé en ce qu'on** utilise comme frigorigène du R134a
ou du R152a ou des mélanges azéotropiques ou de comportement analogue aux azéotropes, notamment des
mélanges de tétrafluoropropène et de trifluoroiodométhane ou d'hydrocarbure(s), ou des mélanges d'hydrocarbures,
ou des hydrocarbures halogénés ou partiellement halogénés, des halogènes, des éthers, des esters, des alcools
ou des mélanges de ceux-ci et d'une ou plusieurs des substances précitées.
21. Compresseur selon l'une des revendications 9 à 14 ou 20, notamment selon la revendication 20,
si selon l'une des revendications 8 à 12 ou 14 ou 20, avec en outre un bloc-cylindres et au moins un et notamment
5 à 9 pistons qui sont mobiles axialement en va-et-vient dans des alésages prévus dans le bloc-cylindres, **caractérisé
en ce que** le rapport du diamètre de piston à la course de piston (D/s) est d'environ 0,6 à 1,6, en particulier de
0,875 à 1,4, plus particulièrement d'environ 1,14.
22. Compresseur selon l'une des revendications 9 à 14 ou 20 à 21, notamment selon la revendication 20 ou 21,
caractérisé en ce que le rapport du diamètre de piston à l'orifice d'étranglement traversant du disque de soupape
(D/d) est d'environ 1,8 à 4, en particulier de 2,15 à 3,5, plus particulièrement d'environ 2,8.
23. Compresseur selon l'une des revendications 9 à 14 ou 20 à 22, notamment selon l'une des revendications 20 à 22,
caractérisé en ce que le rapport de l'orifice d'étranglement traversant du disque de soupape à la course de la
lamelle d'aspiration (d/t) est d'environ 7 à 15, en particulier de 8,3 à 14,4, plus particulièrement d'environ 11,4.
24. Compresseur selon l'une des revendications 9 à 14 ou 20 à 23, notamment selon l'une des revendications 20 à 23,
caractérisé en ce que le rapport de la course de piston à la course de la lamelle d'aspiration (s/t) est d'environ 15
à 40, en particulier de 20 à 36, plus particulièrement d'environ 28,2.
25. Compresseur selon l'une des revendications 9 à 24, **caractérisé en ce que** le comportement de basculement du

plateau pivotant (1) agit de façon automatiquement limitatrice de telle sorte qu'à des régimes élevés du compresseur, notamment à des régimes très élevés ou au régime maximal, l'angle de déviation maximale du plateau pivotant (1) est inférieur à l'angle de déviation maximale $\alpha_{\max}$ à des régimes inférieurs du compresseur.

5 **26.** Compresseur selon l'une des revendications 9 à 25, **caractérisé en ce que** la géométrie et le dimensionnement, d'une part de tous les éléments déplacés en translation, tels que pistons axiaux, tiges de piston ou coulisseaux ou analogues, et d'autre part de tous les éléments déplacés en rotation, tels que plateau pivotant (1), entraîneurs ou analogues, sont tels que, pour des angles prédéfinis de basculement du plateau pivotant (1), notamment entre un angle de basculement minimal prédéfini et un angle de basculement maximal prédéfini, le couple $M_{k,ges}$ dû aux masses déplacées en translation, notamment aux pistons, le cas échéant y compris les coulisseaux, tiges de piston ou analogues, est choisi inférieur au couple M_{sw} dû au couple de déviation, c'est-à-dire au couple dû à l'inertie de masse du plateau pivotant, dans une mesure telle qu'à des régimes élevés du compresseur, notamment à des régimes très élevés ou à un régime maximal, l'angle de déviation maximale $\alpha_{\max}$ du plateau pivotant (1) est inférieur à l'angle de déviation maximale à des régimes inférieurs du compresseur.

15 **27.** Compresseur selon l'une des revendications 9 à 26, qui présente une liaison fluide entre un côté haute pression et une chambre de mécanisme d'entraînement et/ou entre un côté de pression d'aspiration et la chambre de mécanisme d'entraînement, **caractérisé en ce qu'**une soupape de commande est disposée dans les ou dans au moins une des liaisons fluidiques.

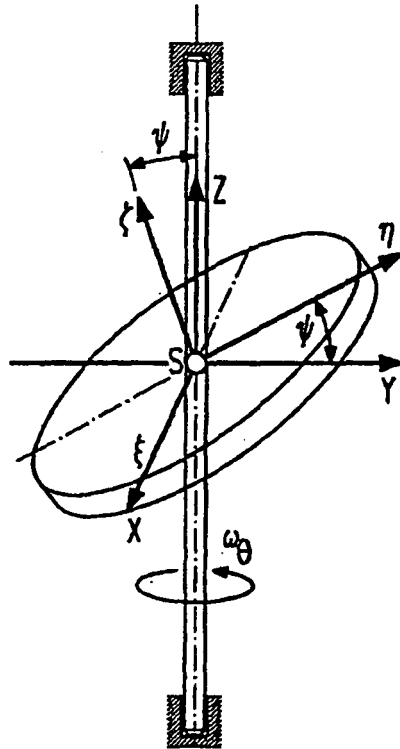


Fig. 1

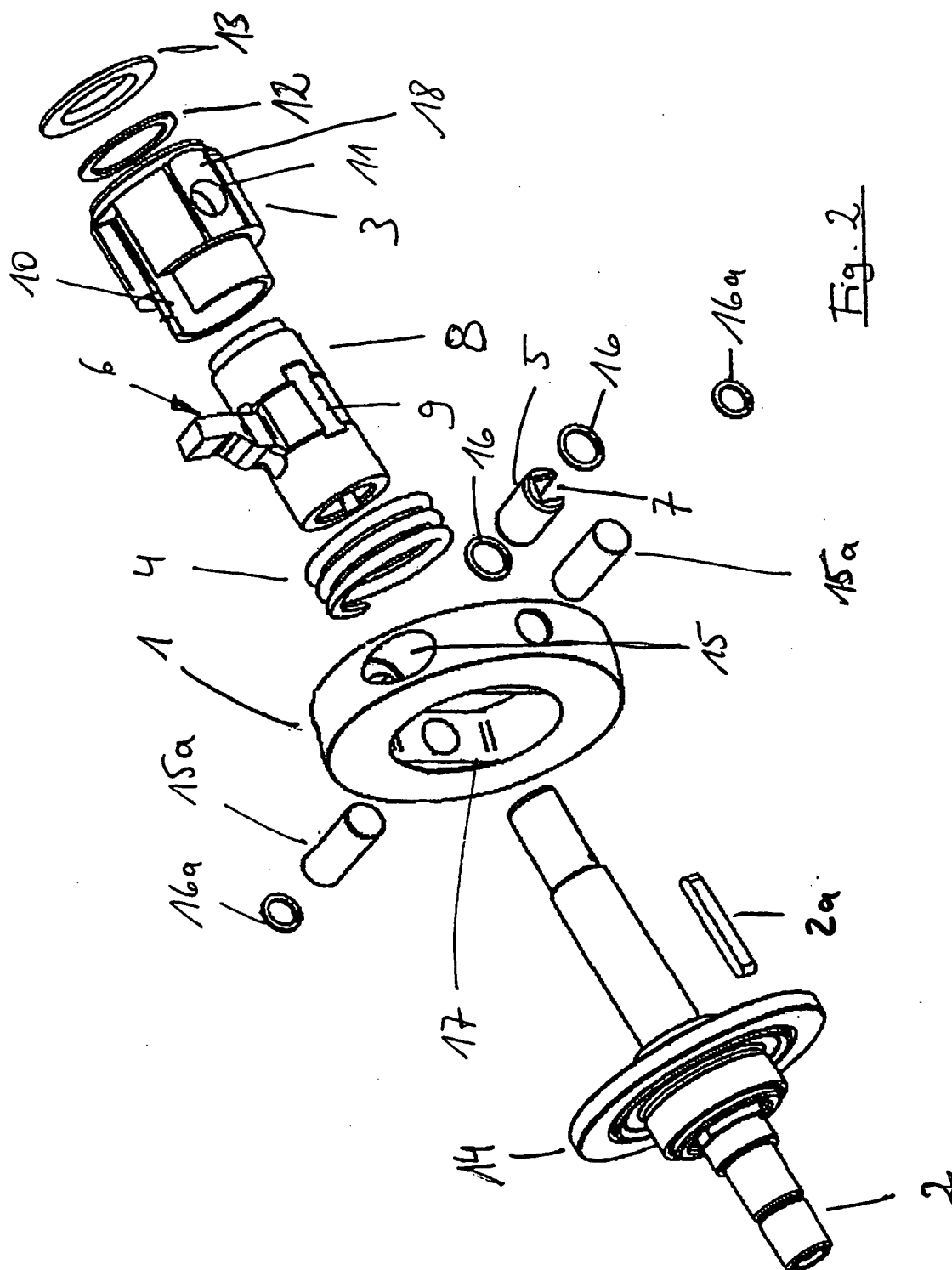
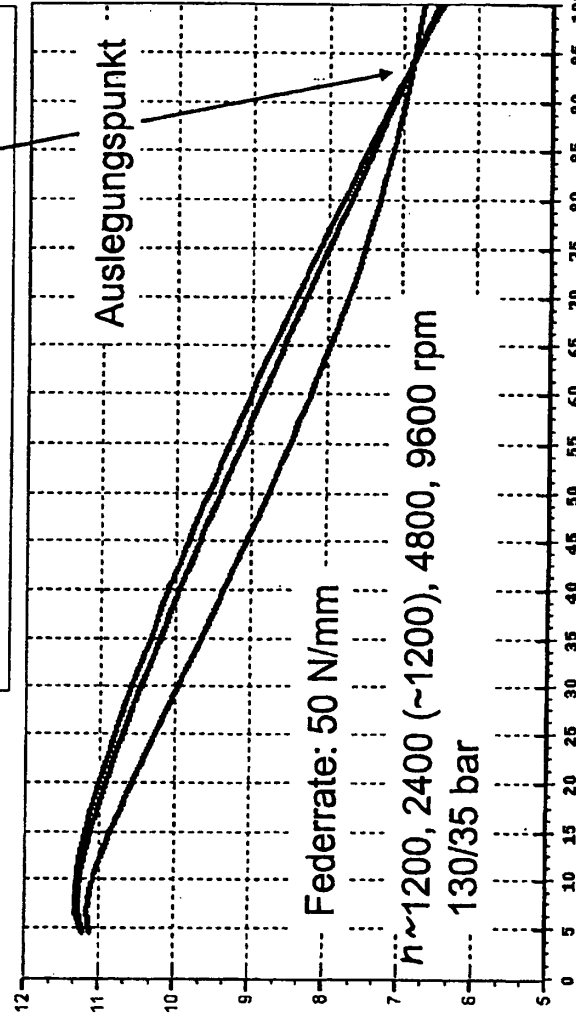
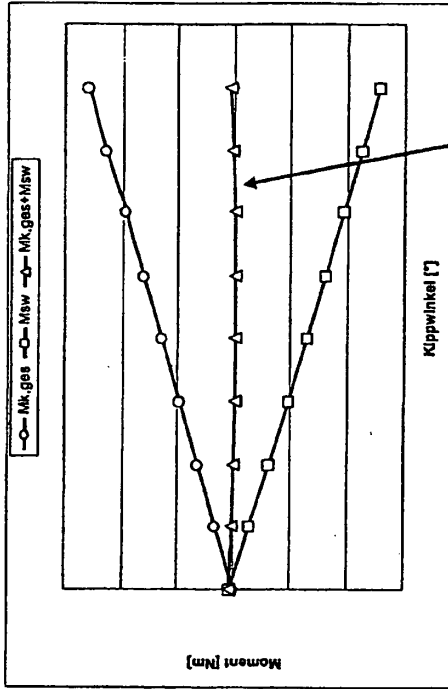


Fig. 2

Differenzdruck (Triebwerk – Saugseite) [bar]
alternativ: Druck im Triebwerksraum [bar]



geometrisches Fördervolumen (geg. Hub, Kippwinkel)

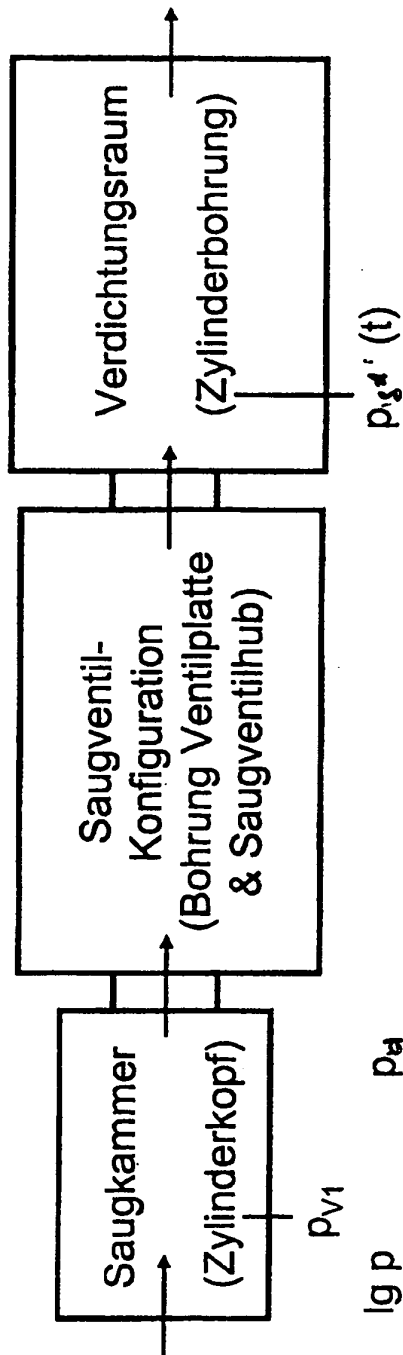


Fig. 4a

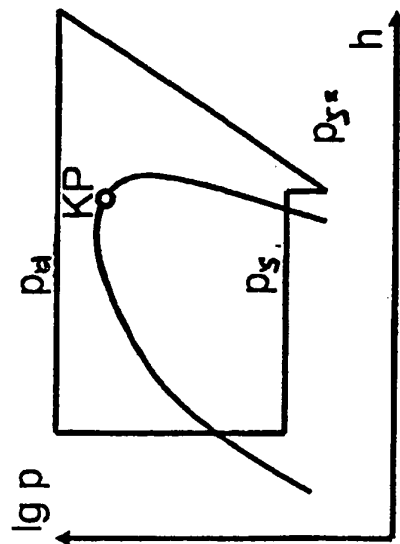


Fig. 4b

gilt für einen konstanten Kippwinkel

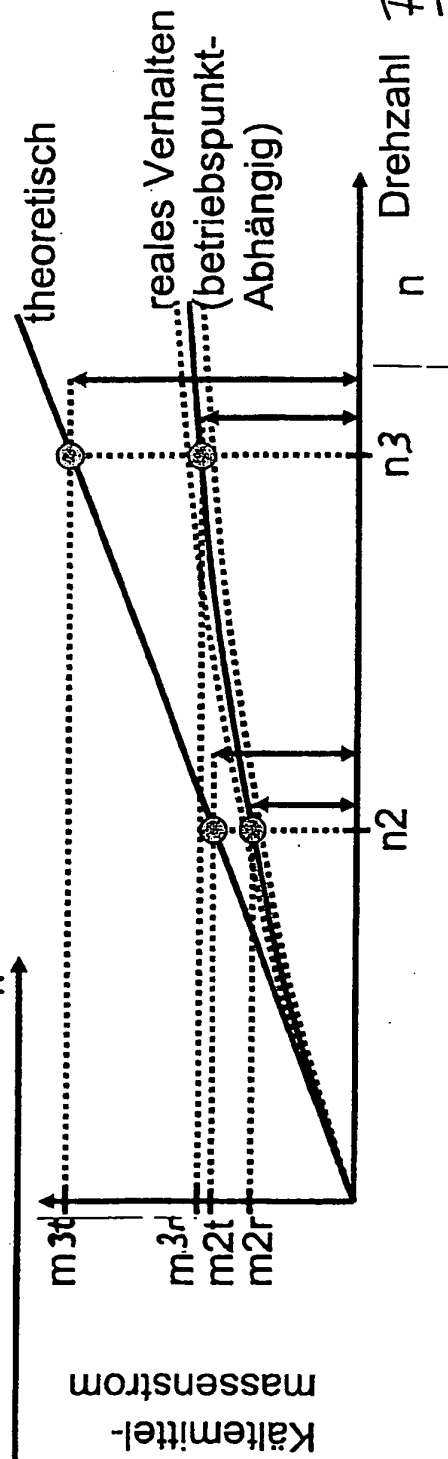
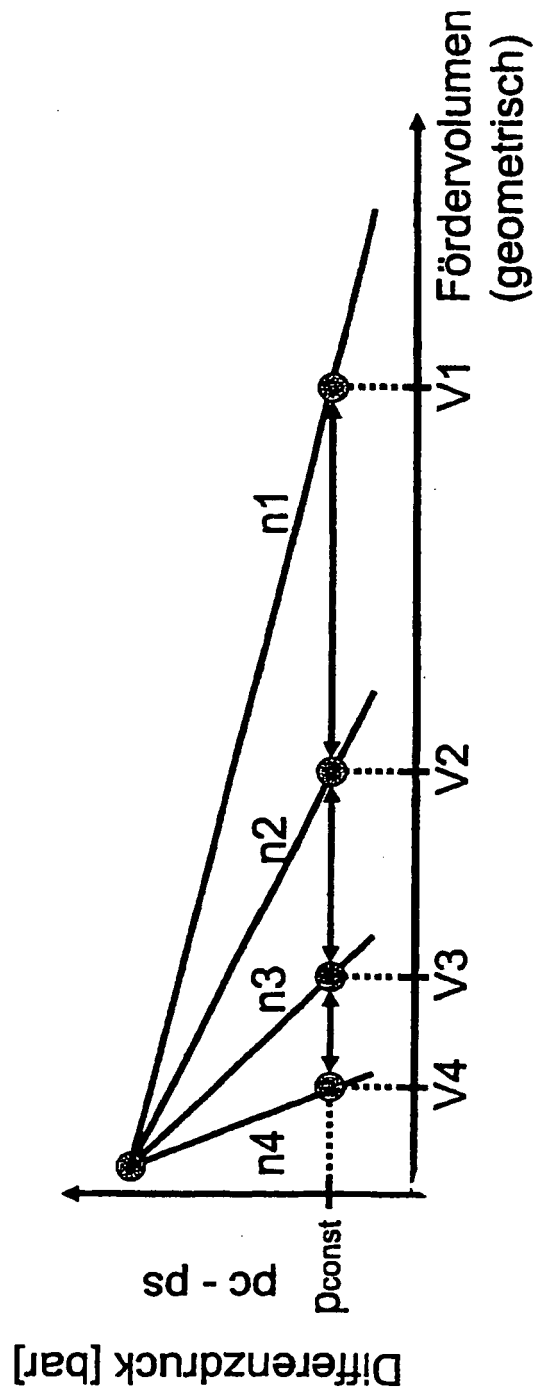


Fig. 4c



$$n_4 = 2n_3 = 8n_1$$

$$n_3 = 2n_2 = 4n_1$$

$$n_2 = 2n_1$$

Fig. 5

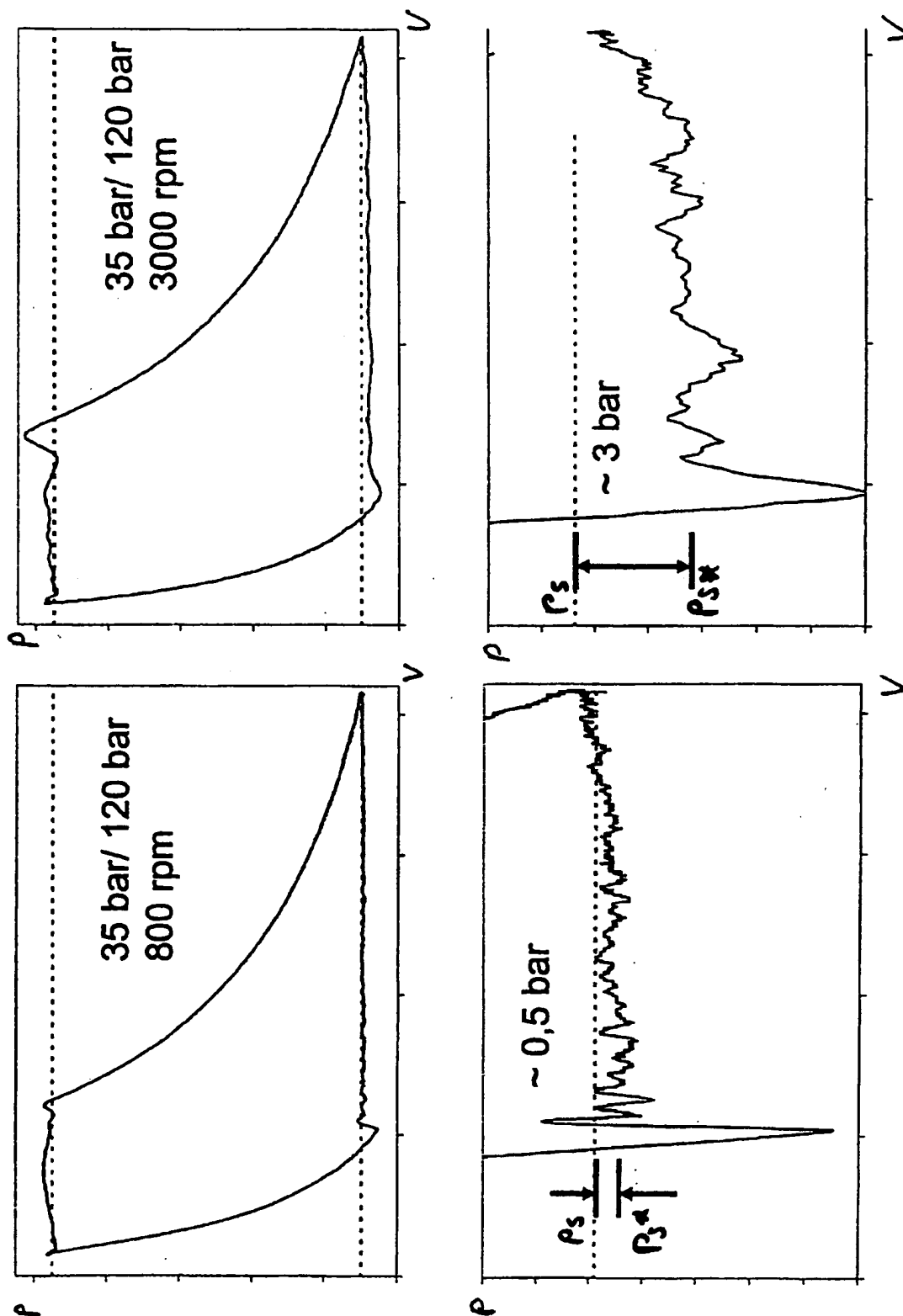


Fig. 6

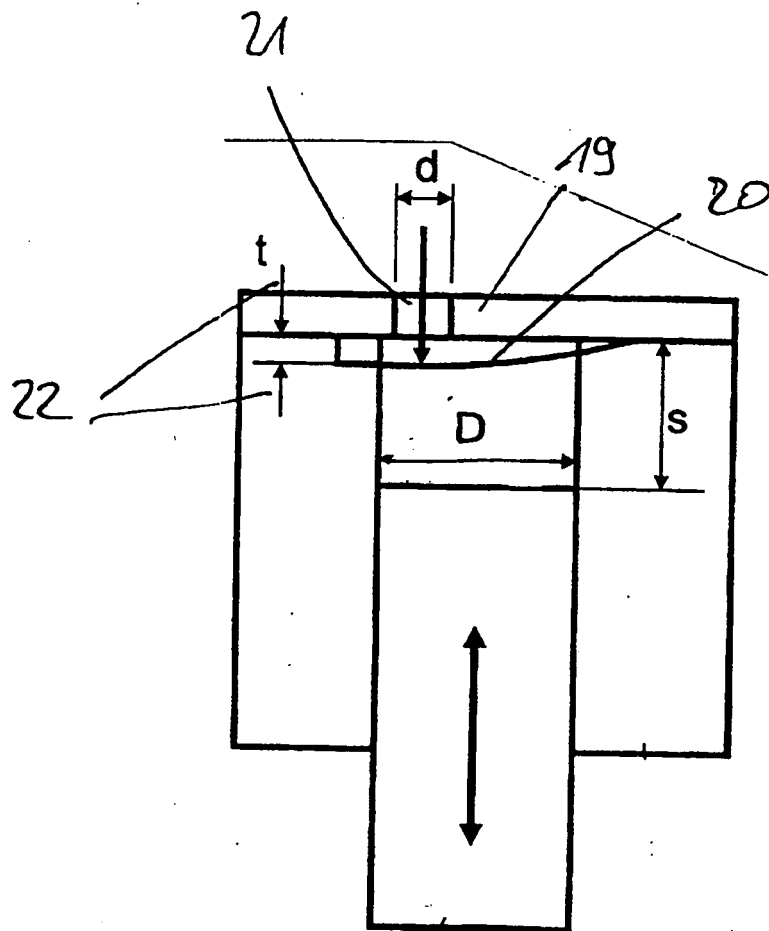


Fig. 7

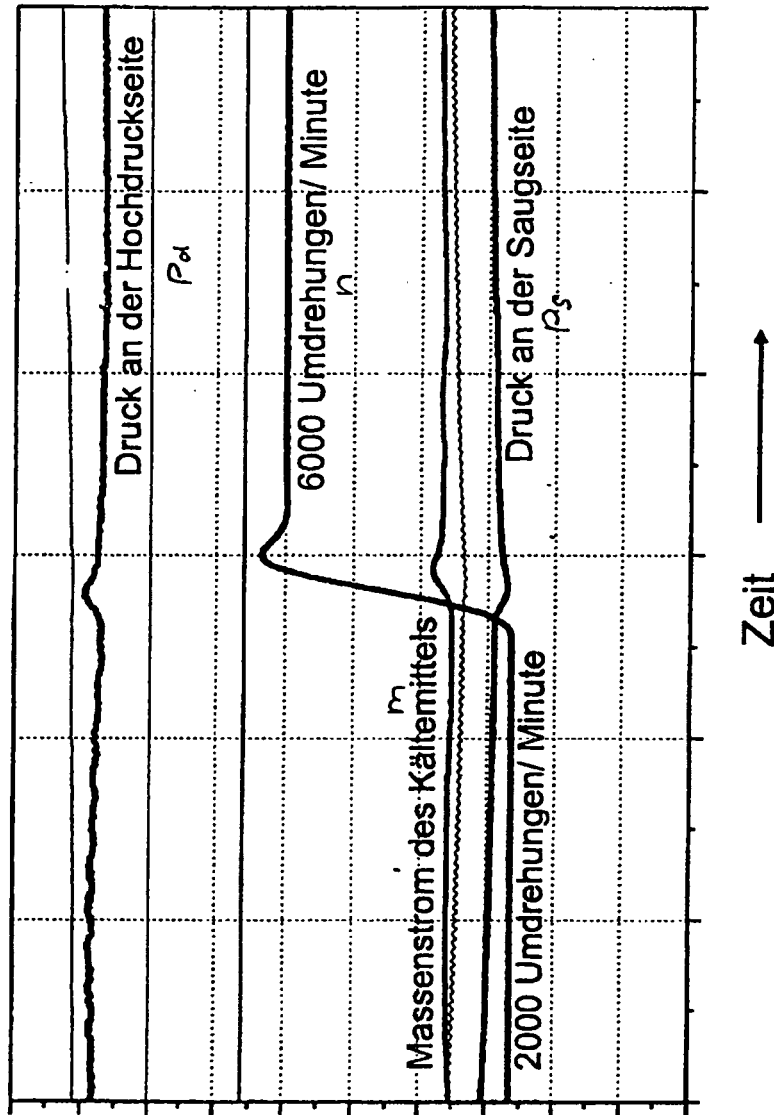


Fig. 8

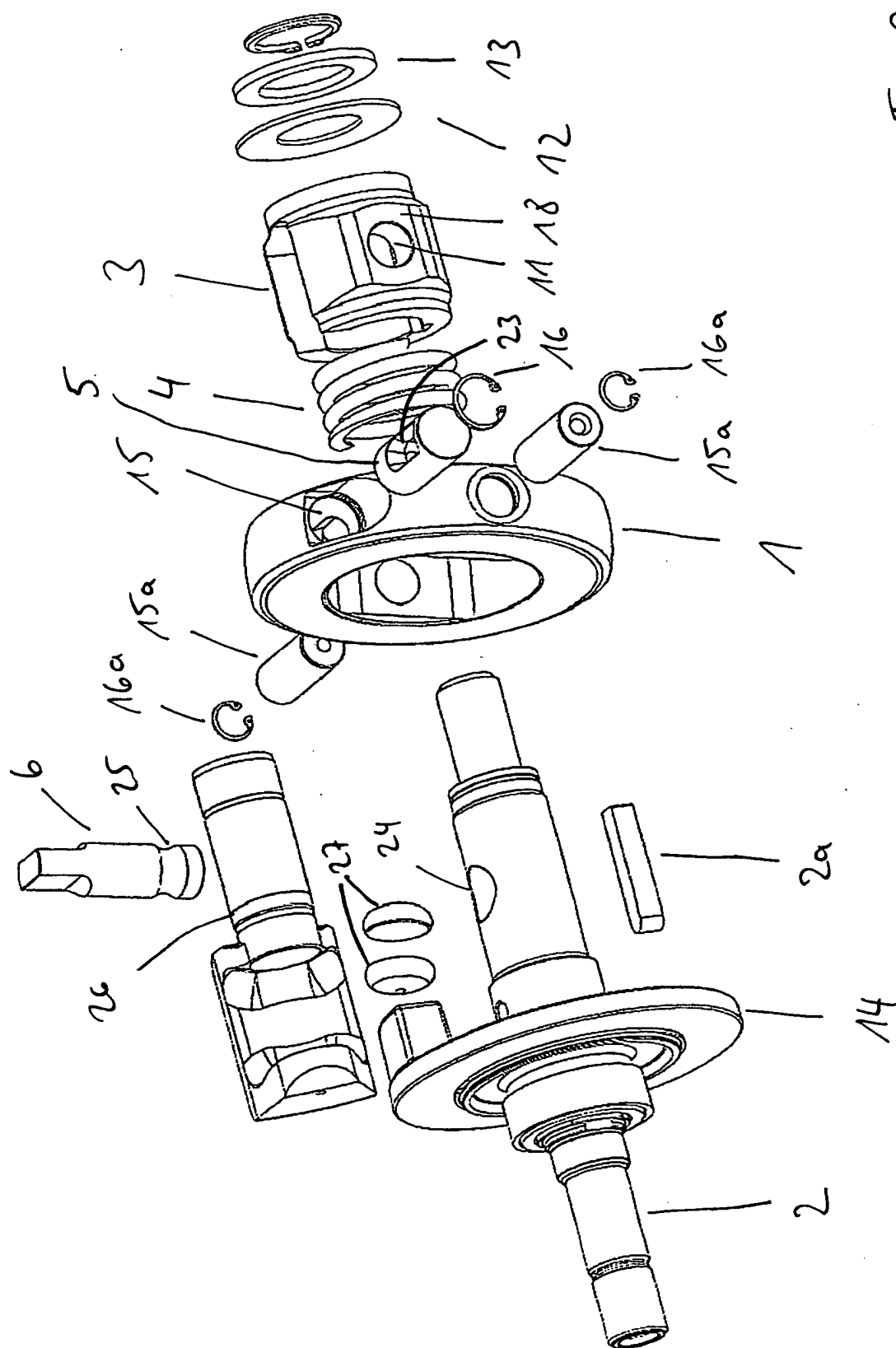
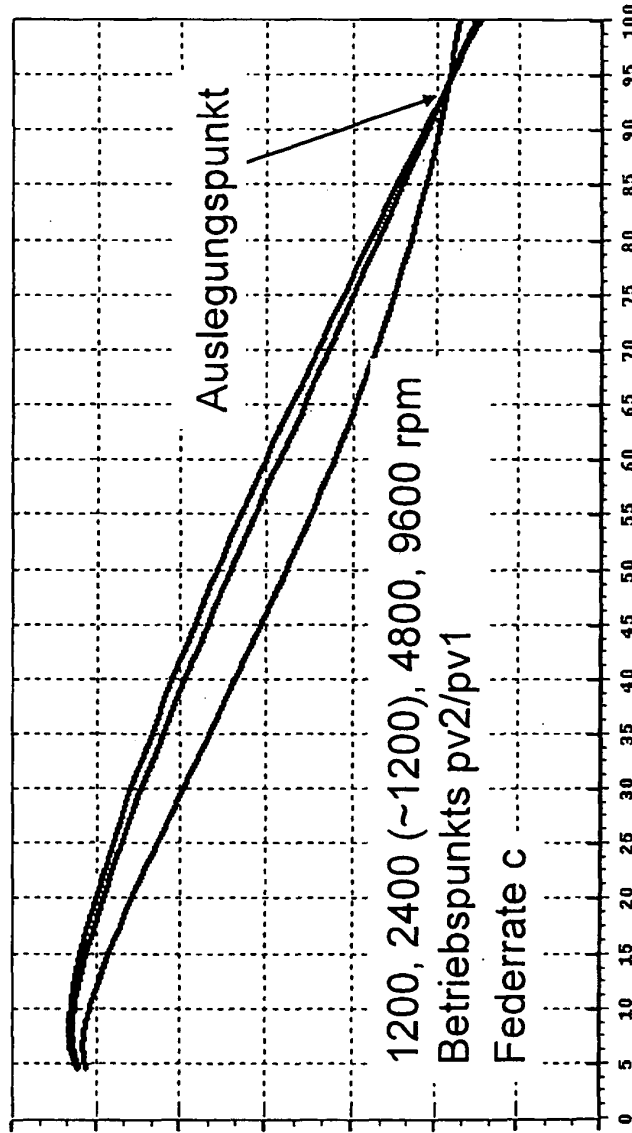


Fig. 9

Abbildung 3

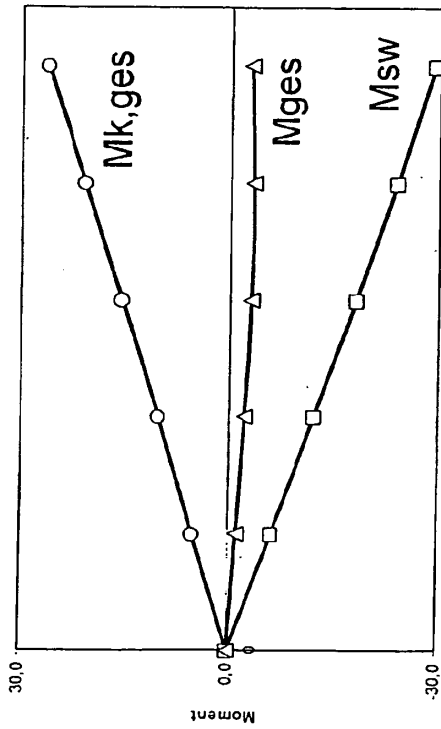
Differenzdruck (Triebwerk – Saugseite) [bar]
alternativ: Druck im Triebwerksraum [bar]



geometrisches Fördervolumen (geg. Hub, Kippwinkel)

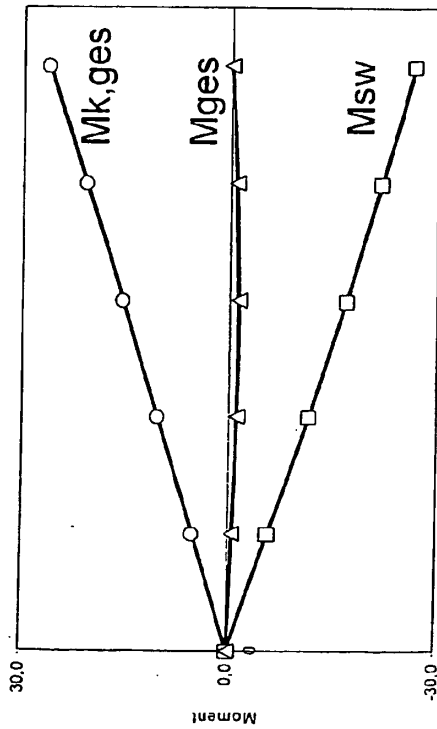
Fig. 10

Fig. 11a



n (p)	7	-
R	40,8	[mm]
n	4500	[1/min]
mk	56	[g]
mk,ges	392	[g]
L	40,8	[g]
msw	531	[g]
ra	48,8	[mm]
ri	31,5	[mm]
h	16	[mm]
rho	7,6	[g/cm ³]

Kippwinkel der Schrägscheibe

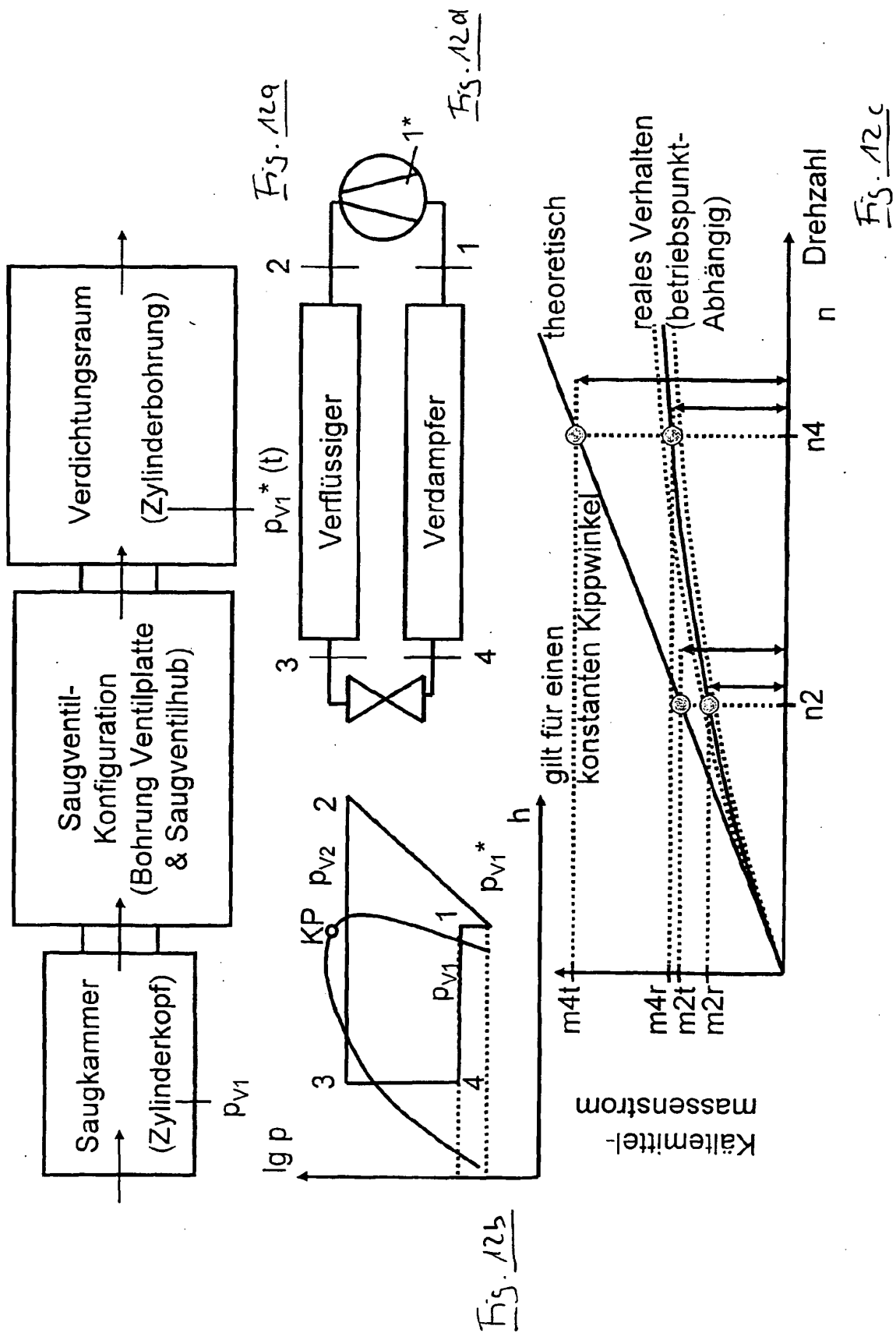


n (p)	7	-
R	40,8	[mm]
n	4500	[1/min]
mk	56	[g]
mk,ges	392	[g]
L	40,8	[g]
msw	448	[g]
ra	48,8	[mm]
ri	31,5	[mm]
h	13,5	[mm]
rho	7,6	[g/cm ³]

n (p) Anzahl der Kolben
R Abstand der Kolbenachse zur Wellenachse
n Wellendrehzahl
mk Masse eines Kolbens inklusive Gleitsteine
mk,ges Masse aller Kolben inklusive Gleitsteine
L Lage des Pivotheads
msw Masse der Schrägscheibe
ra Außenradius der Schrägscheibe
ri Innenradius der Schrägscheibe
h Höhe der Schrägscheibe

Kippwinkel der Schrägscheibe

Fig. 11b



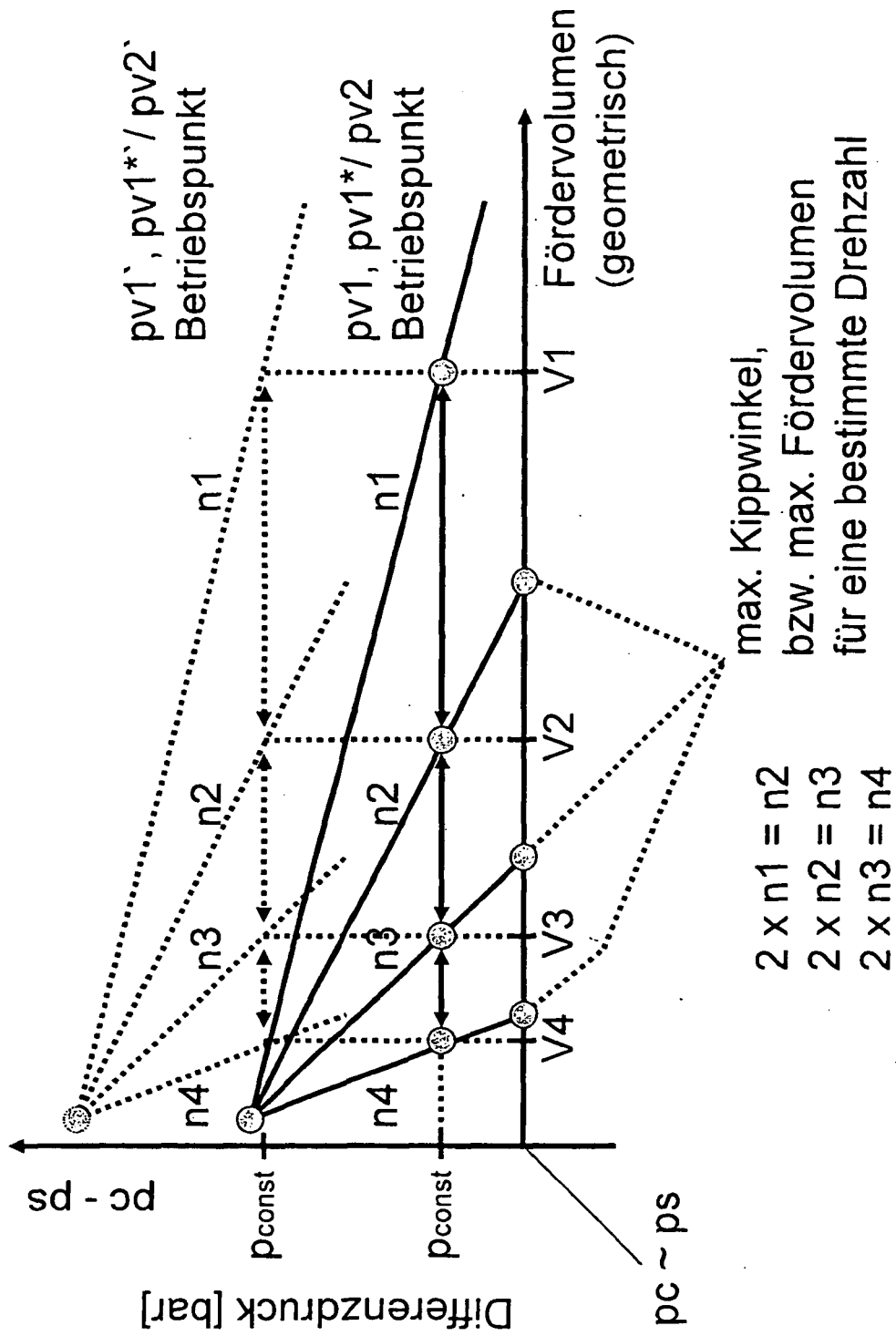


Fig. 13

Abbildung 7

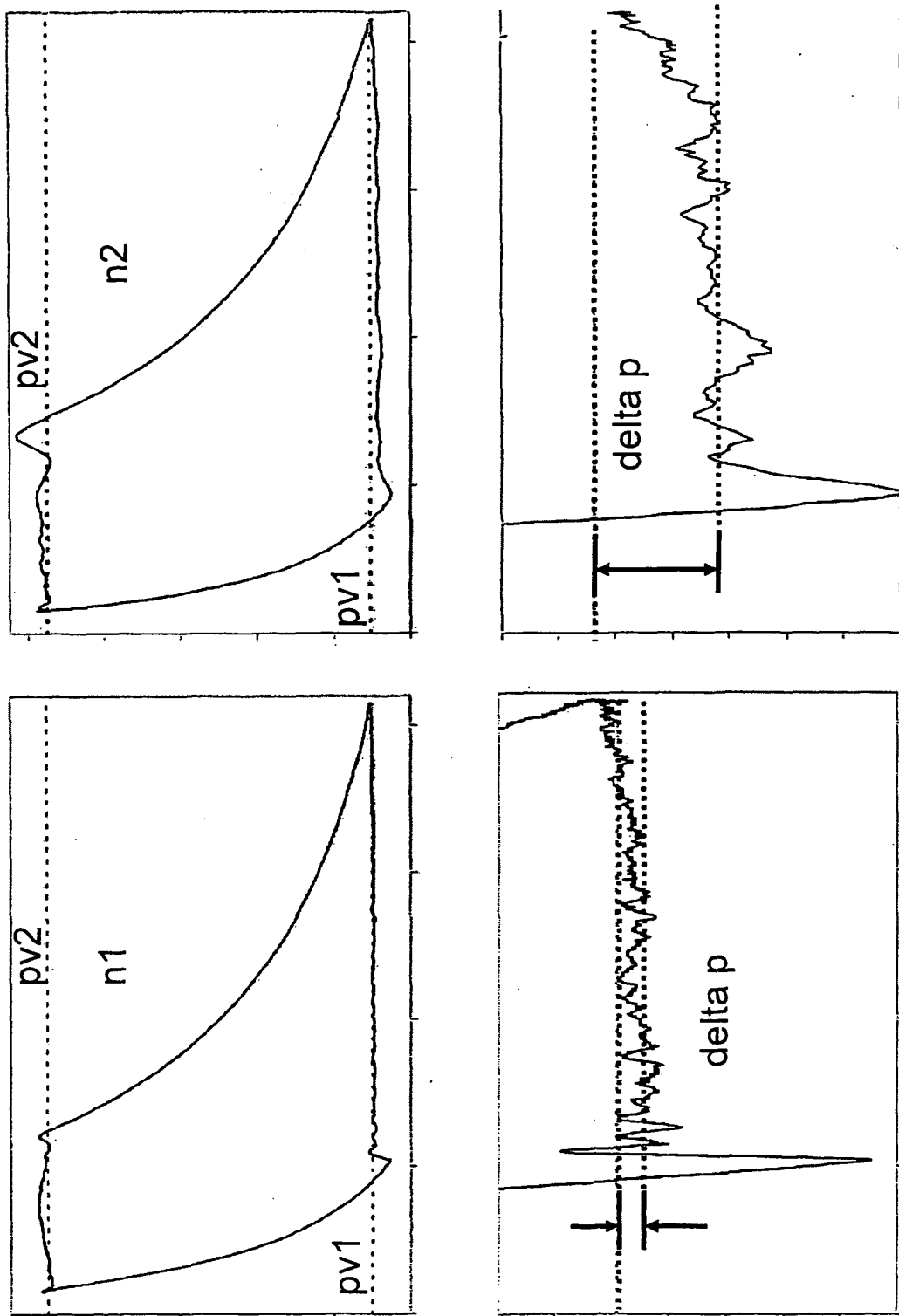


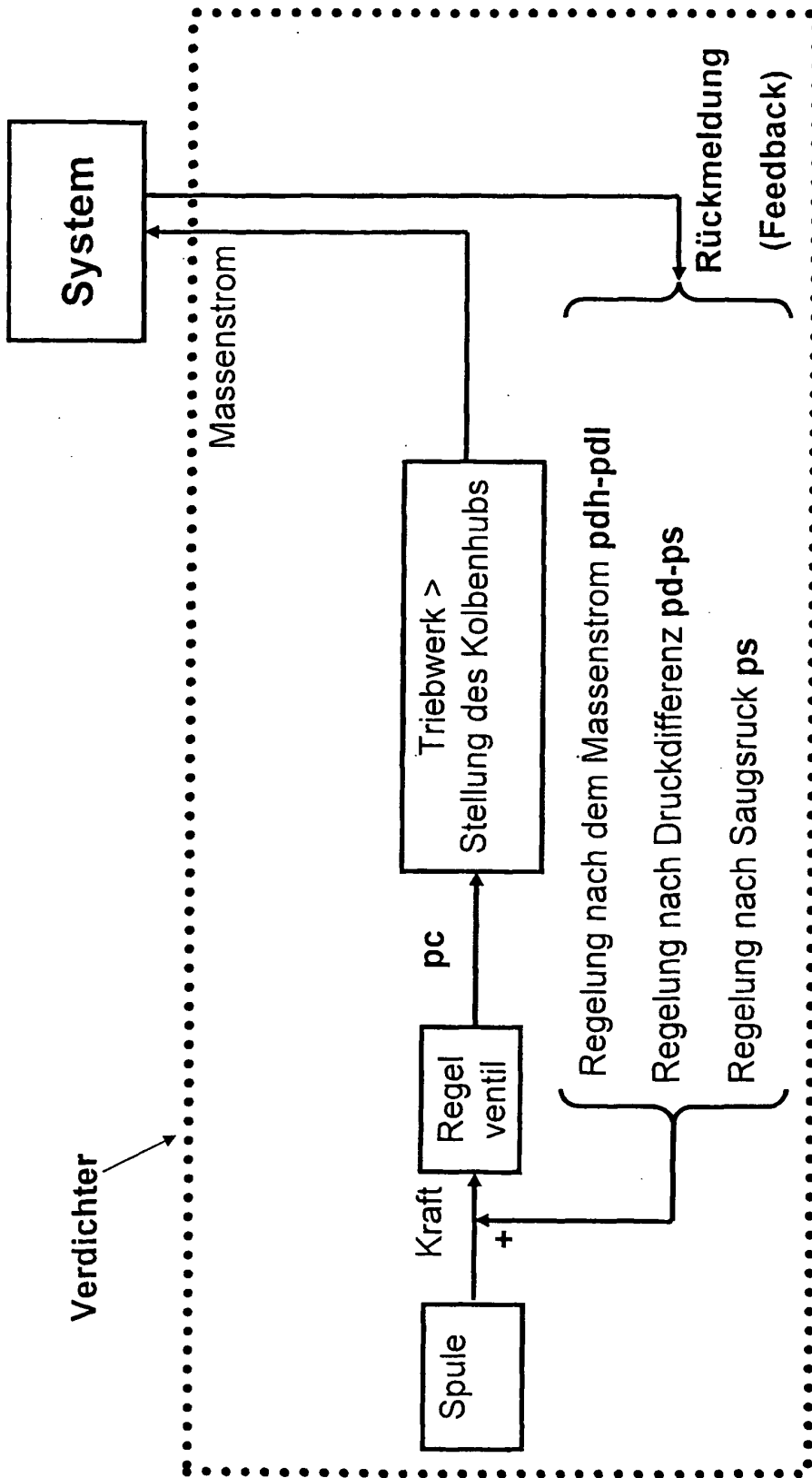
Fig. 14

Parameter der Schwenkscheibengeometrie

	bevorzugte Auswahl	Bereich			
theta	0		[°]	teta	Drehwinkel der Welle
n (p)	7	5	-	n (p)	Anzahl der Kolben
R	40,75	35	[mm]	R	Abstand der Kolbenachse zur Wellenachse
alpha		alpha, min - alpha, max	[°]	alpha	Kippwinkel der Schrägscheibe
mk	56	50	[g]	mk	Masse eines Kolbens inklusive Gleitsteine
L	40,75	35	[mm]	L	Abstand Stützelement zur Wellenachse (kann leicht variabel sein)
msw	L-R			msw	Masse der Schrägscheibe
ra	498	380	[g]	ra	Außenradius der Schrägscheibe
ri	48,8	43	[mm]	ri	Innenradius der Schrägscheibe
h	31,5	26	[mm]	h	Höhe der Schrägscheibe
	15	13	[mm]	ro	Dichte der Schrägscheibe
rho	7,6		[g/cm³]		Dichte des Schrägscheiben Werkstoffes
alpha, min	1	Stahl, GG(G), Messing, Bronze		alpha, min	minimaler einstellbarer Kippwinkel
alpha, max	18	0		alpha, max	maximaler einstellbarer Kippwinkel
c	20	15		c	Federrate der Rückstellfeder
		10			

Fig. 15

Abbildung 11



Stand der Technik: Feedback notwendig!

i.d.R. Ps, Ps-Pd, oder PdH-PdL

Fig. 16

IN DER BESCHREIBUNG AUFGEFÜHRTE DOKUMENTE

Diese Liste der vom Anmelder aufgeführten Dokumente wurde ausschließlich zur Information des Lesers aufgenommen und ist nicht Bestandteil des europäischen Patentdokumentes. Sie wurde mit größter Sorgfalt zusammengestellt; das EPA übernimmt jedoch keinerlei Haftung für etwaige Fehler oder Auslassungen.

In der Beschreibung aufgeführte Patentdokumente

- EP 0809027 A1 [0003] [0004]
- DE 19839914 A1 [0004]
- DE 10329393 [0005] [0011]
- DE 10347709 A1 [0006]
- DE 19514748 A1 [0007]
- DE 10229659 A1 [0008]
- EP 1154160 A2 [0008]
- EP 0809027 A [0011]
- DE 19839914 [0011]
- WO 2006012095 A2 [0025]
- US 696701 A [0025]