

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft eine Vakuumpumpstufe.

[0002] Zum Stand der Technik gehören Vakuumpumpstufen von Gewindepumpen, die im Wesentlichen aus zwei Teilen bestehen, nämlich aus einem Stator und einem in dem Stator rotierenden Rotor. Auf dem Außendurchmesser des Rotors und auf dem Innendurchmesser des Stators sind mehrgängige Gewinde angebracht.

[0003] Seitenkanalpumpen, das heißt, Pumpen, die wenigstens eine Vakuumpumpstufe in Form einer Seitenkanalpumpstufe aufweisen, können in mehrstufiger Bauweise im hohen Druckbereich bis hin zum Atmosphärendruck eingesetzt werden. Diese lassen sich beispielsweise gut mit Turbomolekularpumpen oder auch anderen Molekularpumpen kombinieren. Die Rotorteile beider Pumpen können auf einer Welle untergebracht werden, so dass beide eine Baueinheit bilden. Die Seitenkanalpumpstufen weisen üblicherweise ein Laufrad, das heißt, einen Rotor auf, welcher an seinem Rand in einem Kanal umlaufende Schaufeln aufweist.

[0004] Um eine hinreichend gute Pumpleistung bei den aus der Praxis bekannten Pumpen zu erzielen, sind in der Regel mehrere Stufen und aufwändig gestaltete Laufräder beispielsweise der Seitenkanalpumpstufe notwendig.

[0005] Eine weitere Ausführungsform betrifft eine Vakuumpumpstufe mit einem Einlass, einem Auslass und einem Kanal, der zwei Seitenwände und einen Kanalboden aufweist, wobei ein Rotor mit einem Rotorabschnitt in den Kanal eintaucht und durch Zusammenwirken von Rotorabschnitt und Kanal eine Pumpwirkung erreicht wird, und mit einem zwischen Einlass und Auslass angeordnetem Unterbrecher.

[0006] Viele industrielle Prozesse laufen unter Vakuumbedingungen im molekularen Strömungsbereich ab. Zur Erzeugung solcher Vakuumbedingungen werden Vakuumpumpen oder aus Vakuumpumpen zusammengesetzte Vakuumpumpstände eingesetzt. In den Vakuumpumpen kommen Vakuumpumpstufen nach unterschiedlichen Wirkprinzipien zum Einsatz, die unterschiedlichen Druckbereichen angepasst sind, um Gas vom gewünschten Endvakuum bis zur Atmosphäre zu verdichten.

[0007] Gegen Atmosphäre verdichtend werden beispielsweise Seitenkanalpumpstufen eingesetzt. In diesen laufen Schaufeln in einem Kanal um und fördern einen wirbelartigen Gasstrom zwischen Ein- und Auslass. Der Gasstrom folgt den Schaufeln beim Umlauf und wird an einem so genannten Abstreifer oder Unterbrecher abgelöst und dem Auslass zugeführt.

[0008] Um eine hinreichend gute Pumpleistung zu erzielen, sind in der Regel mehrere Stufen und aufwändig gestaltete Laufräder der Seitenkanalpumpstufe notwendig. Der zu betreibende Aufwand wird beispielsweise an der Vielzahl von Schaufeln ersichtlich, die zumindest bei kleinen Stückzahlen aufwändig aus Vollmaterial herausgearbeitet werden müssen.

[0009] Derartige Seitenkanalpumpstufen sind beispielsweise in der DE 10 2009 021 642 A1 und der DE 10 2010 019 940 A1 offenbart.

[0010] Diese zum Stand der Technik gehörenden Seitenkanalpumpstufen können noch hinsichtlich ihrer Pumpleistung verbessert werden.

[0011] Zum Stand der Technik (DE 33 17 868 A1) gehört eine Reibungspumpe, bei der zumindest bei einem Teil der pumpaktiven Flächen Flächenbereiche mit unterschiedlichen Rauigkeiten vorhanden sind, derart, dass die Rauigkeit der der Förderrichtung abgewandten Flächenbereiche größer ist als die Rauigkeit der der Förderrichtung zugewandten Flächenbereiche.

[0012] Diese zum Stand der Technik gehörende Reibungspumpe kann hinsichtlich der Pumpwirkung noch weiter verbessert werden.

[0013] Weiterhin gehört zum Stand der Technik (JP H 01 267390 A) eine Seitenkanalpumpe, bei der mehrere Seitenkanäle angeordnet sind, die mit pumpaktiven Flächen des Rotors zusammenwirkend ausgestaltet sind. Auch diese zum Stand der Technik gehörende Vakuumpumpe kann hinsichtlich der Pumpleistung weiter verbessert werden.

[0014] Darüber hinaus gehört zum Stand der Technik (DE 39 32 288 A1) eine Turbovakuumpumpe mit einer Seitenkanalpumpstufe. Diese Seitenkanalpumpstufe weist einen in radialer Richtung ausgerichteten Einlass auf. An einem Innenradius des Seitenkanales des Einlasses ist eine Abschrägung des zwischen Einlass und Auslass vorgesehenen Unterbrechers angeordnet. Diese zum Stand der Technik gehörende Vakuumpumpe kann hinsichtlich der Vermeidung von Verwirbelungen des einströmenden Gases weiter verbessert werden.

[0015] Weiterhin gehört zum Stand der Technik (US 2005/0118013 A1) eine Seitenkanalpumpe, die ebenfalls einen in radialer Richtung angeordneten Einlass und einen in radialer Richtung angeordneten Auslass aufweist. Auch diese Pumpe kann hinsichtlich der Pumpwirkung weiter verbessert werden.

[0016] Die Erfindung betrifft darüber hinaus eine weitere Vakuumpumpstufe, bei der zwischen dem Einlass und dem Auslass ein Unterbrecher angeordnet ist.

[0017] Zum Stand der Technik (DE 103 34 950 A1) gehört ein Seitenkanalverdichter, der einen Einlass, einen Auslass und einen Rotor aufweist sowie einen Kanal, wobei der Rotor mit einem Rotorabschnitt in den Kanal eintaucht und durch Zusammenwirken von Rotorabschnitt und Kanal eine Pumpwirkung erreicht wird. Üblicherweise taucht der Rotor mit auf dem Rotor angeordneten Rotorschaukeln in den Kanal ein. Zwischen dem Einlass und dem Auslass ist ein Unter-

brecher angeordnet. Der Unterbrecher umschließt den Rotor allseitig und, wie aus der Praxis bekannt, abrupt in der Nähe des Auslasses, wo der Seitenkanal endet, wie auch in der Nähe des Einlasses, wo der Seitenkanal anfängt.

[0018] Gemäß dem Stand der Technik (DE 103 34 950 A1) ist der Unterbrecher derart ausgebildet, dass die Rotorschaukeln gleichmäßig zunehmend umschlossen, beziehungsweise gleichmäßig abnehmend wieder freigegeben werden. Die jeweilige Rotorschaukel wird also von dem Unterbrecher nach und nach und stetig eingeschlossen, beziehungsweise wieder stetig frei gegeben. Es kommt hierbei nicht zu einem abrupten, sondern einem kontinuierlichen und gleichmäßigen Abstreifen der verdichteten Gasanteile von den jeweiligen Rotorschaukeln. Diese Maßnahme wird am Anfang wie auch am Ende des Unterbrechers, das heißt am Einlass und am Auslass realisiert. Hierdurch wird die Entstehung von störenden Schallkomponenten im Unterbrecherbereich unterdrückt und ein Gasstau am Druckstutzen wird reduziert. Dies führt zu einer Erhöhung des Wirkungsgrades. Diese zum Stand der Technik gehörende Ausführungsform weist den Nachteil auf, dass der Wirkungsgrad noch nicht voll ausgeschöpft ist.

[0019] Das der Erfindung zugrunde liegende technische Problem besteht darin, eine verbesserte Vakuumpumpstufe für Gewinde- oder Seitenkanalpumpen anzugeben, die in molekularen und viskosen Druckbereichen genutzt werden, um eine Leistungssteigerung der Pumpe zu erzielen.

[0020] Das technische Problem wird durch eine Vakuumpumpstufe mit den Merkmalen gemäß Anspruch 1 gelöst.

[0021] Die erfindungsgemäße Vakuumpumpstufe mit einem Einlass, einem Auslass, einem Rotor und einem Kanal, wobei der Rotor mit einem Rotorabschnitt in den Kanal eintaucht und durch Zusammenwirken von Rotorabschnitt und Kanal eine Pumpwirkung erreicht wird, bei der an dem Rotor Rotorschaukeln angeordnet sind, und die einen zwischen Einlass und Auslass angeordneten Rotor aufweist, und bei der der Unterbrecher an einer dem Einlass zugewandten Seite eine Abschrägung aufweist, zeichnet sich dadurch aus, dass die Abschrägung an einem Außenradius des Seitenkanales angeordnet ist.

[0022] Der Rotor weist einen Grundkörper und an dem Grundkörper angeordnete Rotorschaukeln auf. Der Rotor ist in der Seitenkanalpumpstufe derart angeordnet, dass dem Grundkörper des Rotors zwei axiale Dichtflächen der Seitenkanalpumpstufe zugeordnet sind. Diese axialen Dichtflächen erweitern sich zu dem sogenannten Seitenkanal, in dem die Schaukeln des Rotors umlaufen. Der Unterbrecher unterbricht den Seitenkanal zwischen Einlass und Auslass. Die erfindungsgemäße Abschrägung des Unterbrechers an der dem Einlass zugewandten Seite weist vorteilhaft eine Tiefe auf, die größer ist als die Tiefe der axialen Dichtfläche der Pumpstufe in axialer Richtung der Pumpstufe gesehen. Das bedeutet, dass die Abschrägung in den Seitenkanal hineinlaufend ausgebildet ist.

[0023] Die erfindungsgemäße Vakuumpumpstufe weist den Vorteil auf, dass die Abschrägung im Bereich des Unterbrechers lediglich am Einlass vorgesehen ist. Hierdurch erhöht sich der Wirkungsgrad der Pumpstufe gegenüber dem Stand der Technik, bei dem die Abschrägung zusätzlich im Bereich des Auslasses angeordnet ist.

[0024] Gemäß einer besonders vorteilhaften Ausführungsform der Erfindung ist vorgesehen, dass die Abschrägung einen Öffnungswinkel β der Abschrägung aufweist, der zwischen der wenigstens einen Abschrägung und einer Mittelachse ausgebildet ist, und dass ein mit dem Öffnungswinkel β korrespondierender Ergänzungswinkel α einem Schaukelwinkel α der Rotorschaukeln entspricht.

[0025] Dieses stellt eine weitere wesentliche Neuerung zum Stand der Technik dar. Durch diese Maßnahme wird erreicht, dass die Wirbelströmung sich gleich nach dem Einlass, das heißt unmittelbar nach dem Austritt aus dem Unterbrecher, bildet, und nicht erst später im Seitenkanal.

[0026] Wenn die Rotorschaukeln einen Standardunterbrecher verlassen, der einen abrupten Beginn des Seitenkanales aufweist, dann strömt das komprimierte Gas aus den Schaukeln in den Seitenkanal in alle Richtungen. Hierdurch wird die Ausbildung der Wirbelströmung nicht begünstigt, sondern nachteilig beeinflusst. In einem erfindungsgemäß ausgestalteten Unterbrecher strömt das Gas erst lediglich in die Richtung, in die die Abschrägung angeordnet ist, da an den anderen Seiten der Kanal die Rotorschaukeln umschließt. In dem Seitenkanal strömt das Gas im Bereich der Abschrägung in diesen Bereich und wird von den Rotorschaukeln an den Seiten angesaugt und auf der der Abschrägung gegenüberliegenden Seite wieder ausgestoßen. Hierdurch wird gleich nach dem Austritt der Rotorschaukeln aus dem Unterbrecher eine Wirbelströmung ausgebildet, was sich sehr vorteilhaft auf die Kompression und das Saugvermögen auswirkt. Durch die Ausbildung des Komplementärwinkels β und damit des Öffnungswinkels α der Abschrägung analog zu dem Anstellwinkel der Rotorschaukeln wird der Effekt der Wirbelströmung optimiert.

[0027] Am Auslass des Unterbrechers kann das Gas sogar eine Überschallgeschwindigkeit erreichen. Die erfindungsgemäße Unterbrecherform wirkt wie eine Laval-Düse. Das Gas in den Schaukeln expandiert in Richtung der Abschrägung und wird abgekühlt. Der Gasdruck am Einlass und insbesondere der Gasdruck in den Rotorschaukeln sinkt ab. Dies begünstigt die Gasansaugung an den Seiten der Rotorschaukeln. Durch die geordnete Gasströmung oberhalb der Rotorschaukeln wegen der erfindungsgemäßen Unterbrecherform wird eine schnelle Bildung einer geordneten Wirbelströmung unmittelbar nach dem Unterbrecher erreicht. Dieses führt wiederum zu einer Erhöhung des Saugvermögens und einer Erhöhung der Kompression der Pumpe.

[0028] Gemäß einer besonders bevorzugten Ausführungsform der Erfindung weist der Unterbrecher lediglich am Einlass die Abschrägung auf. Das bedeutet, dass der Unterbrecher am Auslassbereich das aus dem Stand der Technik bekannte, abrupte Ende aufweist. Für die Erhöhung des Saugvermögens und der Kompression der Pumpe ist es aus-

reichend, beziehungsweise sogar förderlich, den Kanal lediglich am Einlassbereich abzuschrägen.

[0029] Gemäß einer weiteren vorteilhaften Ausführungsform der Erfindung weist der Unterbrecher eine Länge d_1 auf, die mindestens einer Schaufellänge entspricht. Mit Unterbrecher ist der Bereich gemeint, der gegenüber dem Kanal einen reduzierten Querschnitt aufweist.

[0030] Es hat sich als besonders vorteilhaft herausgestellt, dass die wenigstens eine Abschrägung eine Länge d_2 aufweist, die mindestens einer oder zwei Schaufellängen entspricht. Auch hierdurch werden ein optimales Saugvermögen und eine optimale Kompression erzielt.

[0031] Eine weitere vorteilhafte Ausführungsform der Erfindung sieht vor, dass die wenigstens eine Abschrägung linear ausgebildet ist. Hierdurch wird die Ausbildung der Wirbelströmung optimal begünstigt.

[0032] Eine weitere vorteilhafte Ausführungsform der Erfindung sieht vor, dass der Kanal einen runden oder eckigen Querschnitt oder einen eckigen Querschnitt mit abgerundeten Ecken aufweist. Bei beiden Querschnittsformen ist die Abschrägung in Richtung Einlass vorteilhaft, um die Pumpenleistung zu optimieren.

[0033] Gemäß einer weiteren vorteilhaften Ausführungsform der Erfindung weist der Kanal wenigstens eine Seitenwand auf und die wenigstens eine Seitenwand des Kanals ist gekrümmt ausgebildet. Diese Ausbildung des Seitenkanals ist besonders vorteilhaft.

[0034] Gemäß einer weiteren vorteilhaften Ausbildung der Erfindung ist die Abschrägung in radialer Richtung der Vakuumpumpstufe beim Übergang in den Seitenkanal über die gesamte Breite des Kanals ausgebildet. Auch hierdurch wird die Ausbildung der Wirbelströmung positiv beeinflusst.

[0035] Eine andere vorteilhafte Ausführungsform der Erfindung sieht vor, dass die Abschrägung in radialer Richtung der Vakuumpumpstufe beim Übergang in den Seitenkanal lediglich einen Teil der gesamten Breite des Kanals aufweist.

[0036] Gemäß einer weiteren vorteilhaften Ausbildung der Erfindung weist die Abschrägung eine maximale Tiefe auf, die der axialen Tiefe des Kanals entspricht. Diese Ausführungsform gestattet eine gute Ausbildung der Wirbelströmung.

[0037] Gemäß einer anderen vorteilhaften Ausführungsform der Erfindung weist die Abschrägung eine maximale Tiefe bis zu einer axialen Dichtfläche der Rotorscheibe im schaufellosen Bereich auf. Auch diese Ausführungsform gestattet schon eine hinreichende Ausbildung der Wirbelströmung.

[0038] Weitere Merkmale und Vorteile der Erfindung ergeben sich anhand der zugehörigen Zeichnung, in der mehrere Ausführungsbeispiele einer erfindungsgemäßen Vakuumpumpstufe nur beispielhaft dargestellt sind. In der Zeichnung zeigen:

Fig. 1 einen Längsschnitt durch eine Vakuumpumpe mit Seitenkanalpumpstufen;

Fig. 2 eine schematische Darstellung einer bogenförmigen Rillenstruktur im Querschnitt oder Längsschnitt;

Fig. 3 eine schematische Darstellung einer trapezförmigen Rillenstruktur im Querschnitt oder Längsschnitt;

Fig. 4 eine schematische Darstellung einer dreieckförmigen Rillenstruktur im Querschnitt oder Längsschnitt;

Fig. 5 eine schematische Darstellung einer rechteckförmigen Rillenstruktur im Querschnitt oder Längsschnitt;

Fig. 6 eine schematische Darstellung einer dreieckförmigen Rillenstruktur im Querschnitt oder Längsschnitt;

Fig. 7 einen Querschnitt oder Längsschnitt durch eine unregelmäßige Rillenstruktur;

Fig. 8 eine beschichtete Gewindenut im Querschnitt;

Fig. 9 einen Längsschnitt durch eine Vakuumpumpe mit einer Seitenkanalpumpstufe;

Fig. 10 einen Schnitt quer zur Wellenachse durch die Seitenkanalpumpstufe gemäß Fig. 9 entlang der Linie I-I;

Fig. 11 einen Teilquerschnitt durch einen erfindungsgemäßen Seitenkanal;

Fig. 12 eine Darstellung eines Vergleiches der Kompressionen von rechteckigen und kreisförmigen Seitenkanälen mit V-förmigen Rotorscheibeln bei 800 Hz und 1000 Hz Drehfrequenz;

Fig. 13 eine Darstellung der Abhängigkeit des Kompressionsfaktors vom Axialspalt zwischen Rotor und Statorscheiben bei 217 m/s Rotorumfangsgeschwindigkeit;

Fig. 14a eine Darstellung des Kompressionsfaktors in Abhängigkeit von Auslassdruck p_2 , Drehfrequenz f und Sei-

tenkanaldurchmesser R_{S3} bei 1000 Hz;

Fig. 14b eine Darstellung des Kompressionsfaktors in Abhängigkeit von Auslassdruck p_2 , Drehfrequenz f und Seitenkanaldurchmesser R_{S3} bei 800 Hz;

Fig. 15a eine Darstellung des Kompressionsfaktors in Abhängigkeit von Auslassdruck p_2 , Drehfrequenz f und Abstand d_{s1} bei 1000 Hz;

Fig. 15b eine Darstellung des Kompressionsfaktors in Abhängigkeit von Auslassdruck p_2 , Drehfrequenz f und Abstand d_{s1} bei 800 Hz;

Fig. 16 eine Draufsicht auf eine Rotorscheibe mit V-förmigen Schaufeln;

Fig. 17 eine Seitenansicht der Rotorscheibe gemäß Fig. 16;

Fig. 18 ein geändertes Ausführungsbeispiel eines Querschnittes eines Seitenkanales;

Fig. 19 ein geändertes Ausführungsbeispiel eines Querschnittes eines Seitenkanales;

Fig. 20 ein geändertes Ausführungsbeispiel eines Querschnittes eines Seitenkanales;

Fig. 21a eine Darstellung der Verringerung der Seitenkanalfläche von oben;

Fig. 21b eine Darstellung der Verringerung der Seitenkanalfläche von unten;

Fig. 21c eine Darstellung der Verringerung der Seitenkanalfläche von oben und von unten;

Fig. 22 ein geändertes Ausführungsbeispiel;

Fig. 23 ein geändertes Ausführungsbeispiel;

Fig. 24 einen zum Stand der Technik gehörenden Unterbrecher in Seitenansicht und in Draufsicht (schematisch);

Fig. 25 einen erfindungsgemäßen Unterbrecher in Seitenansicht und in Draufsicht (schematisch);

Fig. 26 eine Rotorscheufel in Seitenansicht zur Darstellung des Anstellwinkels α ;

Fig. 27 ein geändertes Ausführungsbeispiel;

Fig. 28 eine Darstellung einer Kompression einer Seitenkanalstufe mit Standardunterbrecher und mit erfindungsgemäßigem Unterbrecher;

Fig. 29 eine Darstellung des Saugvermögens einer Seitenkanalstufe mit Standardunterbrecher und mit erfindungsgemäßigem Unterbrecher;

Fig. 30 eine Statorscheibe mit Unterbrecher in axialer Draufsicht.

[0039] Fig. 1 zeigt eine Vakuumpumpe mit einem Gehäuse 1 und drei Pumpeinheiten 14, 16, 18. Das Gehäuse 1 ist mit einer Gaseintrittsöffnung 2 und einer Gasauslassöffnung 4 versehen. Die Pumpeinheiten bestehen aus rotierenden und feststehenden gasfördernden Bauteilen. Die rotierenden Bauteile sind auf einer Welle 6 in axialer Richtung hintereinander angebracht. Zum Betrieb der Welle 6 gehören ein Antriebssystem 8 und Lagerelemente 10 und 12. Die feststehenden Bauteile sind mit dem Gehäuse 1 fest verbunden.

[0040] Eine der Gaseintrittsöffnung zugewandte Pumpeinheit 14 ist als Turbomolekularpumpe ausgebildet. Die in Richtung Gasströmung folgende Pumpeinheit 16 besteht aus mehreren Untereinheiten 16a, 16b, 16c. Diese weisen jeweils eine oder mehrere Molekularpumpstufen nach der Bauart von Gaede, im Folgenden Gaede-Stufen genannt, auf. Innerhalb der Untereinheiten sind die Gaede-Stufen parallel geschaltet. Die Untereinheiten selbst sind in Reihe geschaltet. Dies bedeutet, dass Verbindungselemente 34a für die Untereinheit 16a, beziehungsweise 34b für die Untereinheit 16b, die Eingangsseiten und auf der anderen Seite die Ausgangsseiten der Gaede-Stufen so zusammen-

schließen, dass eine parallele Gasführung in den einzelnen Untereinheiten ermöglicht wird. Die Untereinheiten sind durch Verbindungselemente 36a, 36b und 36c so zusammengeschlossen, dass jeweils die Ausgangsseite der einen Untereinheit mit der Eingangsseite der folgenden Untereinheit verbunden ist. Die der Gasauslassöffnung zugewandte Pumpeinheit 18 ist als mehrstufige Seitenkanalpumpe ausgebildet. Die in Fig. 1 gezeigte Pumpe ist lediglich beispielhaft dargestellt.

[0041] Die Erfindung bezieht sich auf sämtliche Vakuumpumpen, in denen Seitenkanalpumpstufen und/oder Gewindepumpen vorgesehen sind.

[0042] Gemäß der Erfindung ist vorgesehen, dass in der Oberfläche von Gewindenuten Rillen angeordnet sind und/oder dass in den Oberflächen von Statorn und/oder Rotoren Rillen angeordnet sind.

[0043] Diese Rillen können eine Struktur, wie in Fig. 2 dargestellt, aufweisen.

[0044] Die Fig. 2 bis 6 zeigen mögliche Strukturen, die gleichmäßig in einer Oberfläche 41, beispielsweise einer Gewindenut eines Seitenkanales oder auch auf einem Rotor angebracht sind.

[0045] Fig. 2 zeigt eine Struktur mit Rillen 40, die einen abgerundeten Boden aufweisen. Die Rillen 40 sind bogenförmig ausgebildet. Fig. 3 zeigt eine trapezförmige Struktur mit einem sich konisch verjüngenden Querschnitt, während Fig. 4 eine dreieckförmige Struktur mit einem sich konisch verjüngenden Querschnitt zeigt. In Fig. 5 ist eine rechteckförmige Struktur gezeigt. Fig. 6 zeigt wiederum eine dreieckförmige Struktur, die eine asymmetrische Ausgestaltung aufweist.

[0046] Die Tiefe der Rillen 40 kann von 1 μm bis 100 μm variieren. Die Rillenbreite, beziehungsweise der Abstand zwischen den einzelnen Rillen 40 kann von 1 μm bis 1 mm variieren. Die Rillen 40 können entlang der Strömungsrichtung, quer zu der Strömungsrichtung und unter einem Winkel zu der Strömungsrichtung des Gases in die Oberfläche 41 eingearbeitet werden.

[0047] Wie in Fig. 7 dargestellt, können die Rillen 40 auch mit einem Schleifstein in einer Oberfläche 41 erzeugt werden. Die Rillen 40 weisen in diesem Fall eine unregelmäßige Struktur auf. Die raue Oberfläche soll eine Rauheit von 0,1 μm bis 100 μm aufweisen, vorzugsweise von 2 μm bis 100 μm . In sämtlichen Profilen, die in den Fig. 2 bis 7 dargestellt sind, bildet sich in den Rillen 40 stehende Luft, so dass sich die Gasreibung an der Oberfläche 41 reduziert.

Durch diesen Effekt wird das Abgleiten von Gasschichten beeinflusst. Durch die Beeinflussung dieser so genannten Grenzschichtkräfte wird ein Abgleiten der Gase an der Oberfläche der pumpaktiven Flächen begünstigt. Hierdurch wird die Geschwindigkeit der Zirkulationsströmung und die Intensität des Energieaustausches zwischen den pumpaktiven Flächen von Rotor und Stator erhöht. Dies führt zur Erhöhung der Kompression, Reduzierung der Leistungsaufnahme und Erhöhung des Saugvermögens.

[0048] Gemäß Fig. 8 ist eine Gewindenut 50 einer Gewindepumpe dargestellt. Die Gewindenut 50, die beispielsweise in einem Stator 51 angeordnet ist, wie auch die angrenzenden Flächen der Gewindenut 50 sind mit einer Beschichtung 52 beschichtet, welche die Reibung verringert und die Gleiteigenschaften der Oberfläche verbessert gegenüber einer unbeschichteten Oberfläche, beispielsweise einer Metalloberfläche, zum Beispiel Aluminium oder Edelstahl. Auch durch diese Maßnahme wird die Gasreibung an der Kanaloberfläche reduziert, wodurch die oben genannten Vorteile auftreten.

[0049] Fig. 9 zeigt eine Vakuumpumpe 100 mit einem Gaseinlass 102 und einem Gasauslass 103 sowie einem Gehäuse 101. Das Gehäuse 101 ist aus vier Gehäuseteilen 120, 121, 122, 123 aufgebaut, welche die Komponenten der Vakuumpumpe 100 aufnehmen.

[0050] Durch den Gaseinlass 102 in die Vakuumpumpe 100 eintretendes Gas gelangt zunächst in eine Molekularstufe 105. Diese besitzt einen Innenstator 505, der mit einer inneren Gewindenut 507 versehen ist, und einen Außenstator 506, der mit einer äußeren Gewindenut 508 versehen ist. Zwischen Innenstator und Außenstator ist ein Zylinder 502 mit glatter Oberfläche vorgesehen, der mit dem Rotor 500 verbunden ist. Die Molekularstufe 105 ist somit als Holweckstufe gestaltet. Die in Fig. 9 dargestellte Holweckstufe ist symmetrisch mit einem von Statorbauteilen umgebenden zweiten Zylinder 502' aufgebaut und arbeitet daher zweistufig.

[0051] Der Rotor ist mit einer Welle 108 verbunden, die in Wälzlager 110 und 111 drehbar gelagert ist. Anstelle der Wälzlager 110, 111 können auch passive und aktive Magnetlager zum Einsatz kommen. An der Welle 108 ist wenigstens ein Permanentmagnet 113 angeordnet, der mit einer stehenden Spule 112 zusammenwirkt und zusammen mit dieser einen Antrieb 107 bildet. Das Wälzlager 110, der Antrieb 107 und die Molekularstufe 105 sind in den Gehäuseteilen 120, 121 angeordnet.

[0052] Die Welle 108 durchsetzt das Gehäuseteil 122, welches eine Seitenkanalpumpstufe 104 beinhaltet. Die Seitenkanalpumpstufe 104 wird von einem Seitenkanal 401 und einem Laufrad 400 gebildet, wobei am Laufrad 400 wenigstens eine Schaufel 402 angeordnet ist, die in dem Seitenkanal durch die Drehung der Welle 108 umläuft und so die Pumpwirkung erzeugt. Gas gelangt durch einen Übergabekanal 124 aus der Molekularstufe 105 in die Seitenkanalstufe 104 hinein und wird durch einen weiteren Übergabekanal 125 ausgestoßen.

[0053] Von der Seitenkanalpumpstufe 104 gelangt das Gas durch den Übergabekanal 125 in eine Vorvakuumstufe 106. Diese ist ebenfalls als Seitenkanalpumpstufe gestaltet, wobei hier die Geometrie der am Laufrad 600 angeordneten und im Seitenkanal 601 umlaufenden Schaufeln 602 von der Geometrie der Schaufeln 402 abweicht. Aus dieser Pumpstufe 106 wird das Gas aus der Vakuumpumpe 100 durch den Gasauslass 103 ausgestoßen.

[0054] Zwischen den Laufrädern 400 und 600 und den Gehäuseteilen 121, 122 und 123 befinden sich enge Spalte.

Diese erlauben ein freies Drehen des betreffenden Laufrades, sind jedoch so eng gestaltet, dass keine störenden Gasströmungen auftreten.

[0055] Fig. 10 zeigt einen Schnitt durch das Gehäuseteil 122 entlang der Linie I-I der Fig. 9. Auf der Welle 108 sitzt das Laufrad 400. Dieses besitzt einen Rand 403, an dem entlang des Umfanges gleichmäßig verteilt Schaufeln 402 angeordnet sind. Der Seitenkanal 401 umgibt das Laufrad, wobei der Seitenkanal in radialer Richtung den Schaufelbereich des Laufrades im Wesentlichen ringförmig umgibt. Nur über einen Teil des Umfanges grenzt das Gehäuse dicht an das Laufrad. Dieser Abschnitt bildet einen Unterbrecher 404, der Ansaug- und Ausstoßseite voneinander trennt und an dem der Gasstrom, der sich im Seitenkanal ausbildet und der Drehung des Laufrades folgt, von diesem abgelöst und an den Übergabekanal 125 übergeben wird.

[0056] Wie in Fig. 11 dargestellt, weist der Seitenkanal 401 einen Kanalboden 420 und zwei Seitenwände 421, 422 auf. Die Seitenwände 421, 422 sind gekrümmt ausgebildet. Das heißt, sie weisen eine konkave Form auf. Die Schaufeln 402 des Laufrades oder Rotors 400 ragen vollständig in den Seitenkanal 401. Ein Radius R_{S1} eines Schaufelgrundes 423 ist gleich groß wie der Radius R_{S1} einer radial in Richtung der Welle angeordneten Begrenzungsfläche 424 des Seitenkanals 401.

[0057] Das bedeutet, dass die Schaufeln 402 vollständig in den Seitenkanal 401 eintauchen.

[0058] Durch die gekrümmt ausgebildeten Seitenflächen 421, 422 wird die Pumpleistung der Seitenkanalpumpstufe deutlich verbessert. Vorteilhaft ist der Steg zwischen den Schaufeln möglichst gering ausgebildet (nicht dargestellt). Das mit Gas gefüllte Schaufelvolumen soll möglichst groß sein.

[0059] Durch diese Maßnahmen werden die vakuumtechnischen Eigenschaften der Pumpe erheblich verbessert.

[0060] Verbesserungen der vakuumtechnischen Daten werden auch durch eine optimierte Einstellung des Seitenkanalradius R_{S3} (80 % bis 120 % der Rotorbreite) und dem Abstand zwischen zwei Zentren der Seitenkanalhalbkreise d_{S1} (20 % bis 120 % der Rotorbreite) erreicht. Der optimale Radius R_{S3} und Abstand d_{S1} hängen von der Umfangsgeschwindigkeit der Rotorscheibe und von der Schaufelgröße ab. Die Maße R_{R1} , R_{R3} , d_{R1} , Schaufelhöhe h und Schaufelwinkel α sind vorgegeben.

[0061] Das Maß R_{S2} kann mit folgenden drei Gleichungen berechnet werden:

$$R_{S2} = R_{S1} + \sqrt{R_{S3}^2 - \frac{1}{4} (d_{S2} - d_{S1})^2} \quad (1)$$

$$d_{S2} = d_{R1} + 2 \cdot \Delta \quad (2)$$

$$R_{S1} = R_{R1} - h \quad (3)$$

[0062] Das Maß R_{S1} ist durch den unteren Schaufelrand der Rotorscheibe vorgegeben.

[0063] Δ bezeichnet den Axialspalt zwischen Rotor und Statorscheibe. Der Axialspalt Δ kann vorzugsweise von 0,01 mm bis 0,5 mm betragen. Kleine Axialspalte sind an der Ausstoßseite und große Axialspalte an der Ansaugseite sinnvoll. Wenn auf der Axialfläche zwischen Rotor und Statorscheiben eine Labyrinthdichtung verwendet wird, kann der Axialspalt mehr als 0,5 mm betragen. Die Richtwerte für die Axialspalte können folgendermaßen gewählt sein:

$$\Delta \leq 0,3 \text{ mm für } p_2 \leq 10 \text{ mbar}$$

$$\Delta \leq 0,2 \text{ mm für } 10 \text{ mbar} < p_2 \leq 100 \text{ mbar}$$

$$\Delta \leq 0,15 \text{ mm für } p_2 > 100 \text{ mbar}$$

[0064] In Fig. 12 ist ein Vergleich von im Querschnitt rechteckigen Seitenkanälen und von Seitenkanälen mit zwei im Querschnitt halbkreisförmigen Seitenwänden mit V-förmigen Rotorscheiben bei 800 Hz und 1000 Hz Drehfrequenz im Vergleich dargestellt. Die Kurven 716, 717, 718, 719 stellen den Verlauf der Kompression in Abhängigkeit von dem Druck dar. Die unteren beiden Kurven 718, 719 beziehen sich auf eine Drehfrequenz von 800 Hz. Ein Seitenkanal mit halbkreisförmigen Seitenwänden weist eine höhere Kompression (Kurve 718) auf als ein zum Stand der Technik gehörender im Querschnitt rechteckiger Kanal (Kurve 719). Die beiden oberen Kurven 716, 717 beziehen sich auf eine

Drehfrequenz von 1000 Hz. Die obere Kurve 716 stellt die Kompression in Abhängigkeit vom Druck dar für einen Seitenkanal mit im Querschnitt halbkreisförmigen Seitenwänden. Auch hier ist die Kompression durch die erfindungsgemäße Ausgestaltung des Seitenkanales deutlich erhöht gegenüber einem Seitenkanal mit rechteckigem Querschnitt (Kurve 717). Es ist zu erkennen, dass die Seitenkanäle mit zwei im Querschnitt halbkreisförmigen Seitenwänden eine

deutlich bessere Kompression aufweisen.
[0065] In Fig. 13 ist die Abhängigkeit des Kompressionsfaktors vom Axialspalt dargestellt. Wie der Legende in Fig. 13 oben zu entnehmen ist, sind Axialspalte zwischen 0,15 mm und 0,4 mm erfasst worden. Der Kompressionsfaktor k_0 ist umso größer, je geringer der Axialspalt ist.

[0066] Unterschiedliche Rotorscheiben einer mehrstufigen Seitenkanalpumpe mit gleicher Schaufelgröße haben gleiche Drehzahl, können aber abhängig vom Rotorscheibendurchmesser R_{R1} unterschiedliche Umfangsgeschwindigkeiten haben. Aus diesem Grund sollen Rotorscheiben mit unterschiedlichen Durchmessern R_{R1} und gleicher Schaufelgröße Seitenkanäle mit unterschiedlichen Radien R_{S3} und Abständen d_{S1} haben.

[0067] Messungen haben gezeigt, dass mit steigender Drehzahl und demzufolge steigender Umfangsgeschwindigkeit von Rotorscheiben der optimale Seitenkanalradius R_{S3} und der Abstand d_{S1} zunehmen. Als optimal wird die Seitenkanalgröße mit dem besten Kompressionsfaktor bezeichnet. Das Saugvermögen und die Leistungsaufnahme steigen proportional zur Seitenkanalfläche.

[0068] In den Fig. 14a und 14b ist der Kompressionsfaktor in Abhängigkeit vom Auslassdruck p_2 , Drehfrequenz f und Seitenkanalradius R_{S3} angegeben. Der in den Fig. 14a und 14b dargestellte Kompressionsfaktor ist für folgendes Beispiel angegeben:

[0069] Für eine Rotorscheibe mit einem Radius $R_{R1} = 69$ mm, Breite $d_{R1} = 5$ mm und Schaufelhöhe $R_{R1} - R_{S1} = 4$ mm beträgt der optimale Seitenkanalradius bei einer Drehzahl $f = 800$ Hz und einer Umfangsgeschwindigkeit $V = 173$ m/sec gleich $R_{S3 \text{ optimal}} = 5$ mm. Für eine Drehzahl $f = 1000$ Hz und eine Umfangsgeschwindigkeit $V = 217$ m/sec beträgt der optimale Seitenkanalradius $R_{S3 \text{ optimal}} = 5,3$ mm. Mit steigender Drehzahl f und Umfangsgeschwindigkeit V wird der optimale Seitenkanalradius weiter zunehmen, beziehungsweise mit fallender Drehfrequenz und Umfangsgeschwindigkeit abnehmen.

[0070] In den Fig. 15a und 15b ist der Kompressionsfaktor in Abhängigkeit vom Auslassdruck p_2 , Drehfrequenz f , Abstand d_{S1} dargestellt.

[0071] Der optimale Abstand d_{S1} beträgt bei einer Drehzahl von $f = 800$ Hz je nach Druckbereich entweder $d_{S1} = 1,2$ mm oder $d_{S1} = 3,6$ mm. Wenn die Drehzahl f bis auf 1000 Hz ansteigt, wird der optimale Abstand je nach Druckbereich entweder $d_{S1} = 3,6$ mm oder $d_{S1} = 4,8$ mm. Es ist eine Tendenz zur Steigerung des optimalen Abstandes d_{S1} mit steigender Drehzahl f zu erkennen.

[0072] Die oben genannten Abhängigkeiten gelten nur für Rotorscheiben mit V-förmigen Schaufeln, wie sie in Fig. 16 dargestellt sind. Fig. 16 zeigt das Laufrad 400 mit den Schaufeln 402. Die Schaufeln 402 sind V-förmig ausgebildet. Der Schaufelgrund weist im Bereich einer Mittelebene 425 des Laufrades 400 einen Überstand auf, der sich von Rändern 426, 427 des Schaufelgrundes zur Mittelebene 425 verjüngend erhebt. Das Laufrad 400 dreht sich in Richtung des Pfeiles A.

[0073] Fig. 17 zeigt das Laufrad 400 gemäß Fig. 16 in Seitenansicht in Richtung des Pfeiles B. Das Laufrad 400 trägt die V-förmig ausgebildeten Schaufeln 402. Die Schaufeln weisen einen Schaufelgrund 423 auf. Über dem Schaufelgrund 423 steht ein Überstand 428 über.

[0074] Im Allgemeinen sollen bei der Auslegung von Seitenkanalpumpen folgende Konstruktionsrichtlinien eingehalten werden. Eine optimale Schaufelhöhe beträgt 60 % bis 100 % der Rotorscheibenbreite. Ein optimaler Seitenkanalradius hängt von der Umfangsgeschwindigkeit der Rotorscheibe 400 ab und kann von 80 % bis 120% der Rotorscheibenbreite betragen. Der Abstand d_{S1} hängt auch von der Umfangsgeschwindigkeit der Rotorscheibe ab und kann von 20% bis 120% der Rotorscheibenbreite betragen.

[0075] Die optimale Schaufelzahl oder der optimale Abstand zwischen den Schaufeln hängt nicht von der Drehzahl ab. Der optimale Abstand zwischen den Schaufeln ist proportional zur Schaufelgröße und ist auch von der Seitenkanalgröße abhängig. Er beträgt von 50% bis 100 % der Rotorscheibenbreite, der optimale Abstand zwischen den Schaufeln ist kleiner gleich 55 % für kleine Seitenkanäle (Seitenkanalfläche nicht größer als das 2,5-fache der Schaufelfläche) und ist größer gleich 85 % für große Seitenkanäle (Seitenkanalfläche nicht kleiner als das 5-fache der Schaufelfläche). Die optimale Schaufelzahl wird also bei größer werdenden Seitenkanälen geringer, beziehungsweise der optimale Abstand zwischen Schaufeln wird größer. Die Seitenkanalfläche A_{SK} und die Schaufelfläche A_{Sch} können mit den Gleichungen 4 bis 7 berechnet werden.

$$A_{SK} = R_{S3}^2 \cdot (\pi - \alpha) + d_{S1} \cdot (R_{S3} + C) + C \cdot \frac{1}{2} \cdot (d_{S2} - d_{S1}) \quad (4)$$

$$\alpha = \arcsin\left(\frac{d_{S2} - d_{S1}}{2 \cdot R_{S3}}\right) \quad (5)$$

$$C = \sqrt{R_{S3}^2 - \left(\frac{d_{S2} - d_{S1}}{2}\right)^2} \quad (6)$$

$$A_{Sch} = d_{R1} \cdot (R_{R1} - R_{S1}) \quad (7)$$

[0076] Die Stegbreite der Schaufeln soll möglichst klein sein. Die minimale Stegbreite ist durch die Fertigungsgenauigkeit und durch die Materialfestigkeit der Rotorscheibe beschränkt.

[0077] Die Fig. 18 bis 20 zeigen weitere Ausgestaltungsmöglichkeiten eines Seitenkanales. In Fig. 18 ist der Seitenkanal 401 insgesamt kreisförmig ausgebildet. Der Seitenkanal 401 weist keinen planen Seitenkanalboden, sondern insgesamt einen kreisförmigen Querschnitt auf.

[0078] Gemäß Fig. 19 ist der Seitenkanal 401 ebenfalls kreisförmig ausgebildet. Der Radius des Seitenkanales 401 ist jedoch kleiner als in Fig. 18 dargestellt.

[0079] Gemäß Fig. 20 weist der Seitenkanal 401 konkave Seitenwände 421, 422 auf. Der Kanalboden 420 ist plan ausgebildet.

[0080] Bei den Ausführungsformen der Seitenkanäle der Fig. 18 bis 20 ist der Seitenkanalquerschnittsdurchmesser vorteilhaft konstant über den gesamten Umfang des Seitenkanales ausgebildet. Es besteht auch die Möglichkeit, dass der Seitenkanalquerschnittsdurchmesser sich von einem Einlass 124 zu einem Auslass 125 verringert. Gemäß Fig. 9 sind der Einlass 124 und der Auslass 125 diametral gegenüberliegend angeordnet. Es ist jedoch auch eine Anordnung in einer Seitenkanalpumpstufe möglich, wie sie in Fig. 10 gestrichelt eingezeichnet worden ist. Hier ist ein Einlass 124' gezeichnet. Bei dieser Ausgestaltung ist es möglich, dass sich der Seitenkanalquerschnittsdurchmesser vom Einlass 124' bis zum Auslass 125 verringert. Diese Verringerung kann linear mit dem Umfangswinkel stattfinden. Sie kann auch eine andere Funktion des Umfangswinkels darstellen.

[0081] In den Fig. 21a bis 21c ist eine Seitenkanalfläche mit einer Mittellinie 126 des Seitenkanales dargestellt in Abhängigkeit vom Radius und von dem Winkel φ .

[0082] Die Verringerung der Seitenkanalfläche kann, wie in Fig. 21a dargestellt, von oben erfolgen. Sie kann auch von unten erfolgen, wie in der Darstellung Fig. 21b gezeigt. Sie kann jedoch auch von oben und von unten erfolgen, wie in der Darstellung Fig. 21c dargestellt. Der Seitenkanaldurchmesser kann auch von einer oder von beiden Seiten entlang des Seitenkanales vom Einlass 124' zum Auslass 125 reduziert werden. Der Einlass 124' ist in Fig. 10 dargestellt.

[0083] Fig. 22 zeigt eine weitere Ausführungsform eines Seitenkanales 401. Der Seitenkanal 401 weist Seitenwände 421, 422 auf, die kreisabschnittsförmig ausgebildet sind. Der Kanalboden 420 ist in diesem Ausführungsbeispiel ebenfalls nicht plan dargestellt, sondern besteht aus zwei Kreisabschnitten mit einem Radius R_{S3} .

[0084] Fig. 23 zeigt ein weiteres Ausführungsbeispiel einer Ausgestaltungsform des Seitenkanales 401. Der Seitenkanal 401 weist gekrümmte Seitenflächen 421, 422 sowie einen nicht plan ausgebildeten Kanalboden 420 auf. Die gekrümmten Seitenflächen 421, 422 entsprechen in diesem Fall keinen kreisförmigen Abschnitten.

[0085] Ein Unterbrecher 404 ist in Fig. 10 dargestellt. Der Unterbrecher ist in der Seitenkanalpumpstufe 104 der Fig. 9 angeordnet. Die Figurenbeschreibung der Fig. 9 und 10 sind auf die vorliegende Erfindung voll übertragbar.

[0086] Fig. 24 zeigt einen zum Stand der Technik gehörenden Unterbrecher 404, der einen Einlass 701 und einen Auslass 702 aufweist. Der Unterbrecher 404 sowie der Einlass 701 und der Auslass 702 sind Teil eines Stators 700. Die obere Darstellung in Fig. 24 zeigt einen Seitenblick auf den Unterbrecher 404. Die untere Darstellung zeigt einen Draufblick auf den Unterbrecher 404. Ein Rotor 703 ist in der oberen Darstellung gestrichelt dargestellt. Der Rotor 703 dreht sich mit einer Rotationsgeschwindigkeit v . Wie in Fig. 24 zu erkennen ist, weist der zum Stand der Technik gehörende Unterbrecher 404 einen Bereich d_1 auf, in dem der Unterbrecher 404 den Rotor 703 vollständig umschließt. Im Bereich des Einlasses 701 und im Bereich des Auslasses 702 endet ein Seitenkanal 704 abrupt. Es kommt hier zu störenden Schallkomponenten sowie zu einem Gasstau am Druckstutzen 702.

[0087] Fig. 25 zeigt den Unterbrecher 404, der in dem Stator 700 angeordnet ist. In dem Stator 700 ist für den Seitenkanal 704 ein Einlass 701 und ein Auslass 702 angeordnet. In dem Stator rotiert ein Rotor 703 mit einer Geschwindigkeit v .

[0088] Wie der Fig. 25 im oberen Teil zu entnehmen ist, weist der Unterbrecher 404 über eine Länge d_1 einen Bereich auf, in dem der Rotor 703 vollständig von dem Unterbrecher 404 umschlossen ist. In einem Bereich über eine Länge d_2 weist der Unterbrecher eine Abschrägung 705 auf. Im Bereich dieser Abschrägung 705 erweitert sich der Seitenkanal 701 kontinuierlich zu seiner Gesamtbreite außerhalb des Bereiches d_2 . An dem Rotor 703 sind, lediglich schematisch

dargestellt, Rotorscheufeln 706 angeordnet. Die Länge d_1 des Unterbrechers ist größer als eine Schaufellänge. Ebenfalls ist die Länge d_2 der Abschrägung 705 länger als eine Schaufellänge.

[0089] Der Kanal 701 kann eine Form aufweisen, wie sie in Fig. 11 für den Kanal 401 dargestellt ist. Der Rotor 400 wird von einer Dichtfläche 707 des Stators begrenzt. Diese Dichtfläche 707 ist im schaufellosten Bereich des Rotors 400 angeordnet.

[0090] Im unteren Teil der Fig. 25 ist der Unterbrecher 404 dargestellt mit der Abschrägung 705. Die Abschrägung 705 verjüngt sich in Richtung des Bereiches d_2 des Unterbrechers 404, in dem der Unterbrecher 404 den Rotor 703 vollständig umschließt. Ein Winkel β gibt den Öffnungswinkel der Abschrägung 705 an. Ein Winkel α ist ein Komplementärwinkel zu dem Winkel β , das heißt, die Summe der Winkel α und β ergibt zusammen 180° . Der Winkel α entspricht einem Schaufelwinkel der Rotorscheufeln 706 des Rotors 703, wie in Fig. 26 dargestellt.

[0091] In Fig. 26 sind eine Rotorscheufel 706 im Schnitt sowie der Anstellwinkel α dargestellt. Mit D ist die Schaufelhöhe bezeichnet.

[0092] Fig. 27 stellt ein weiteres Ausführungsbeispiel der Erfindung dar. Der Unterbrecher 404, der in dem Stator 700 ausgebildet ist, weist die Abschrägung 705 auf. In Richtung des Seitenkanales 704 ist eine zusätzliche Abschrägung 706 vorgesehen. Durch diese zusätzliche Abschrägung, die eine Länge d_3 aufweist, werden eine noch höhere Kompression als auch ein höheres Saugvermögen erzielt.

[0093] In Fig. 28 ist die Kompression einer Seitenkanalpumpstufe dargestellt. Die Kurven zeigen zum einen die Werte für einen Standardunterbrecher und zum anderen für eine Unterbrecherform gemäß Fig. 25. Es ist zu erkennen, dass die Kompression deutlich bei der Unterbrecherform gemäß Fig. 25 erhöht ist.

[0094] Gemäß Fig. 29 ist das Saugvermögen einer Seitenkanalpumpstufe gezeigt. Man erkennt deutlich, dass die gemäß Fig. 25 verwendete Unterbrecherform zu einem höheren Saugvermögen führt als eine zum Stand der Technik gehörende Unterbrecherform.

[0095] Fig. 30 zeigt die Statorscheibe 700 mit einem Seitenkanal 704 sowie einen Auslass 702. Der Unterbrecher 404 grenzt mit einer Fläche 708 unter Beibehaltung eines schmalen Spaltes (nicht dargestellt) an Schaufeln des Rotors, der hier ebenfalls nicht dargestellt ist. Der Unterbrecher weist die Abschrägung 705 auf, die sich in Richtung des Kanals 704 erweitert. Eine Dichtfläche 707 weist ein tieferes Niveau als eine Fläche 709 des Stators 700 auf, wodurch sich die Kante oder Fläche 708 ergibt. Die Abschrägung 705 stellt zum einen eine radiale Öffnung des Unterbrechers 404 sowie auch eine axiale Vertiefung der Dichtfläche 707 dar.

[0096] Der Stator 700 weist eine Bohrung 710 für den Durchgriff einer Welle des Rotors (nicht dargestellt) auf.

Bezugszahlen

[0097]

1	Gehäuse
2	Gaseintrittsöffnung
4	Gasauslassöffnung
6	Welle
8	Antriebssystem
10	Lagerelement
12	Lagerelement
14	Pumpeinheit
16	Pumpeinheit
16a	Pumpuntereinheit
16b	Pumpuntereinheit
16c	Pumpuntereinheit
18	Pumpeinheit
32	Verbindungskanäle
34a	Verbindungselemente
34b	Verbindungselemente
36a	Verbindungselemente
36b	Verbindungselemente
36c	Verbindungselemente
38	Verbindungskanäle
40	Rille
41	Oberfläche
42	Verbindungsleitung
50	Gewindenut

	51	Stator
	52	Beschichtung
	100	Vakuumpumpe
	101	Gehäuse
5	102	Gaseinlass
	103	Gasauslass
	104	Seitenkanalpumpstufe
	105	Molekularstufe
	106	Vorvakuumstufe
10	107	Antrieb
	108	Welle
	110	Wälzlager
	111	Wälzlager
	112	Spule
15	113	Permanentmagnet
	120	Gehäuseteile
	121	Gehäuseteile
	122	Gehäuseteile
	123	Gehäuseteile
20	124	Einlass/Übergabekanal
	125	Auslass/Übergabekanal
	126	Mittellinie
	400	Laufgrad/Rotor
	401	Seitenkanal
25	402	Schaufel
	403	Rand
	404	Unterbrecher
	420	Kanalboden
	421	Seitenwand des Seitenkanales
30	422	Seitenwand des Seitenkanales
	423	Schaufelgrund
	424	Begrenzungsfläche des Seitenkanales
	425	Mittelebene
	426	Rand des Laufrades/Rotors
35	427	Rand des Laufrades/Rotors
	428	Überstand
	500	Rotor
	502	Zylinder
	505	Innenstator
40	506	Außenstator
	507	Gewindenut
	508	Gewindenut
	600	Laufgrad
	601	Seitenkanal
45	602	Schaufel
	700	Stator
	701	Einlass
	702	Auslass
	703	Rotor
50	704	Seitenkanal
	705	Abschrägung
	706	Abschrägung
	707	axiale Dichtfläche der Rotorscheibe
	708	Fläche
55	709	Fläche
	710	Bohrung
	711	Kurve
	712	Kurve

713	Kurve
714	Kurve
715	Bereich
716	Kurve
5 717	Kurve
718	Kurve
719	Kurve
d ₁	Länge
d ₂	Länge
10 v	Geschwindigkeit
α	Anstellwinkel Rotorscheufel und Ergänzungswinkel
β	Öffnungswinkel Abschrägung 705
A	Pfeile
B	Pfeile
15 R	Winkel
φ	Radius

Patentansprüche

- 20 1. Vakuumpumpstufe mit einem Einlass (701), einem Auslass (702), einem Rotor (703) und einem Kanal (704), wobei der Rotor (703) mit einem Rotorabschnitt in den Kanal (704) eintaucht und durch Zusammenwirken von Rotorabschnitt und Kanal (704) eine Pumpwirkung erreicht wird, bei der an dem Rotor (703) Rotorscheufeln angeordnet sind, und die einen zwischen Einlass (701) und Auslass (702) angeordneten Unterbrecher (404) aufweist, wobei
25 der Unterbrecher (404) an einer dem Einlass (701) zugewandten Seite eine in den Seitenkanal (704) hineinlaufende Abschrägung (705) aufweist, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Abschrägung (705) an einem Außenradius des Seitenkanales (704) angeordnet ist.
- 30 2. Vakuumpumpstufe nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Abschrägung (705) einen Öffnungswinkel β der Abschrägung (705) aufweist, der zwischen der wenigstens einen Abschrägung (705) und einer Mittelachse (M) des Seitenkanales (704) ausgebildet ist, und dass ein mit dem Öffnungswinkel β korrespondierender Ergänzungswinkel α einem Schaufelwinkel α der Rotorscheufeln (706) entspricht.
- 35 3. Vakuumpumpstufe nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Unterbrecher (404) lediglich am Einlass (701) die Abschrägung (705) aufweist.
- 40 4. Vakuumpumpstufe nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Unterbrecher (404) eine Länge (d_1) aufweist, die mindestens einer Schaufellänge entspricht.

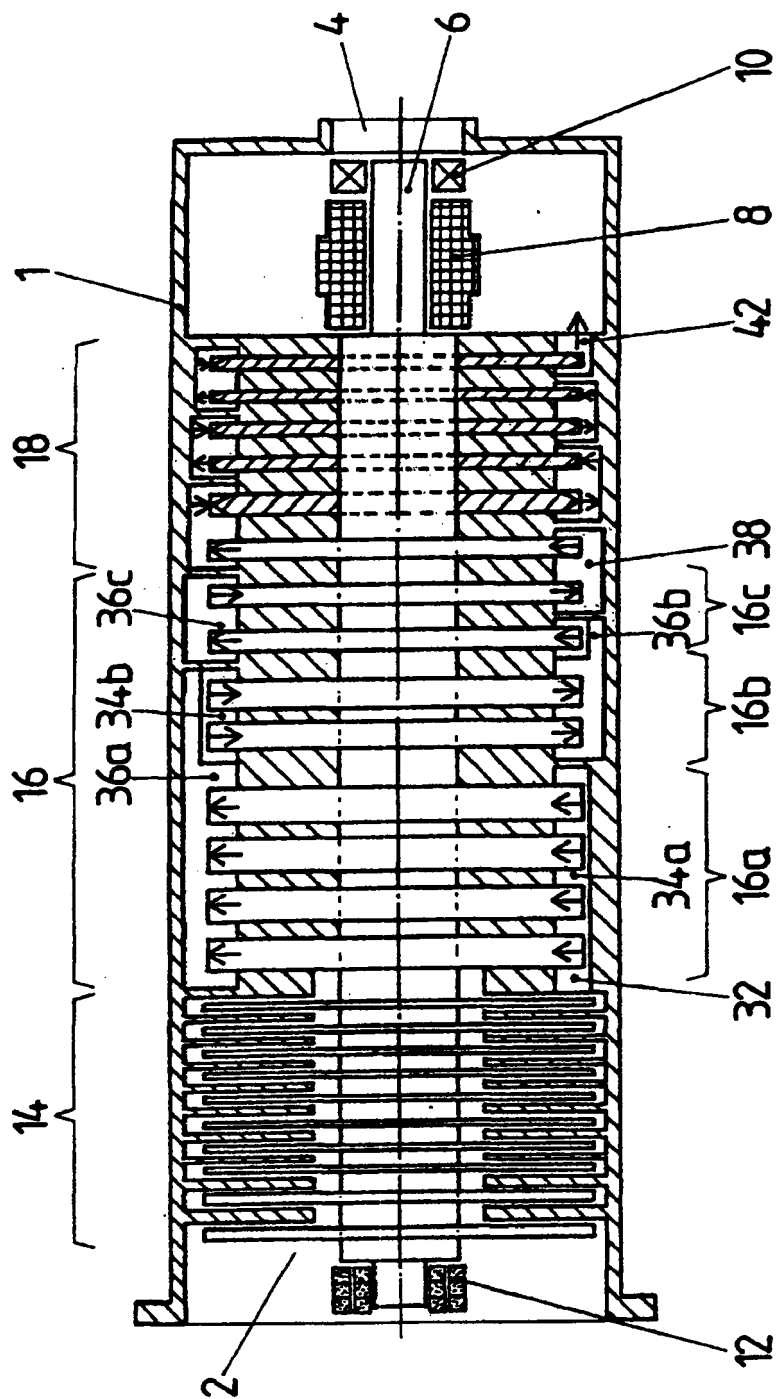
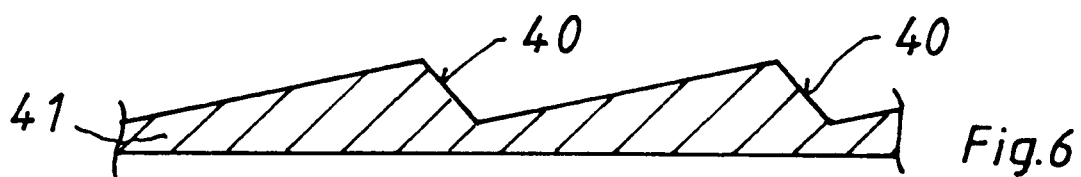
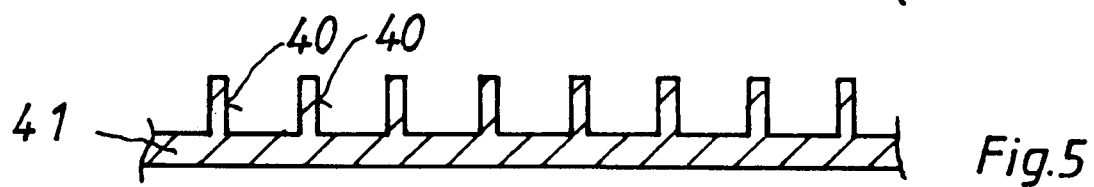
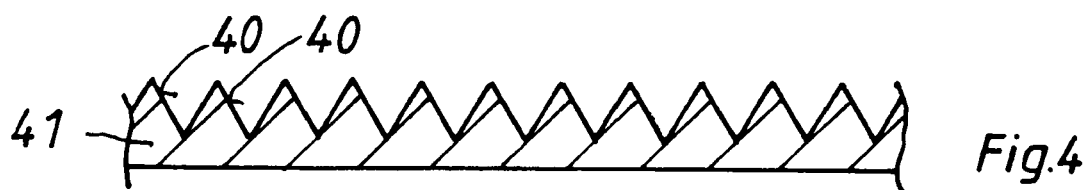
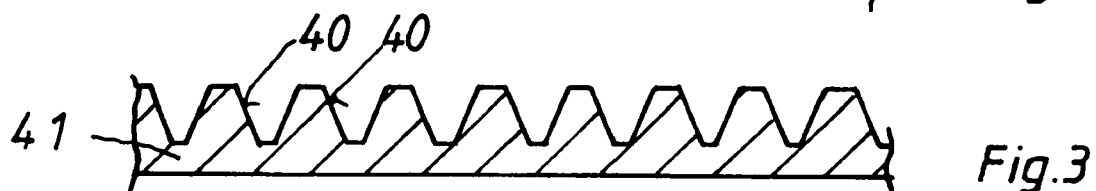
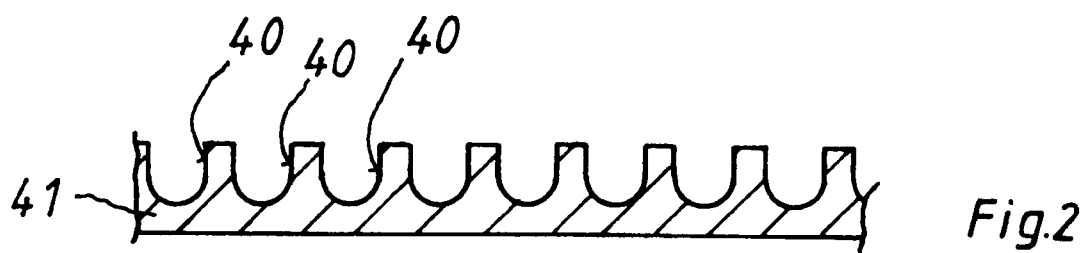


Fig. 1



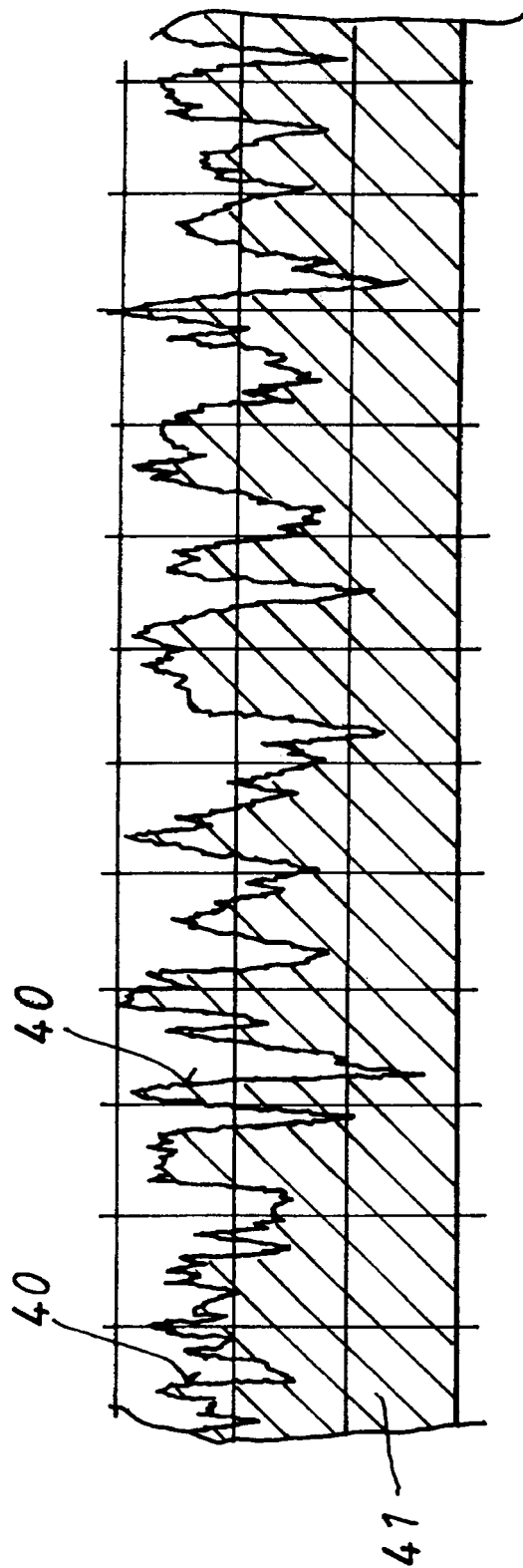


Fig. 7

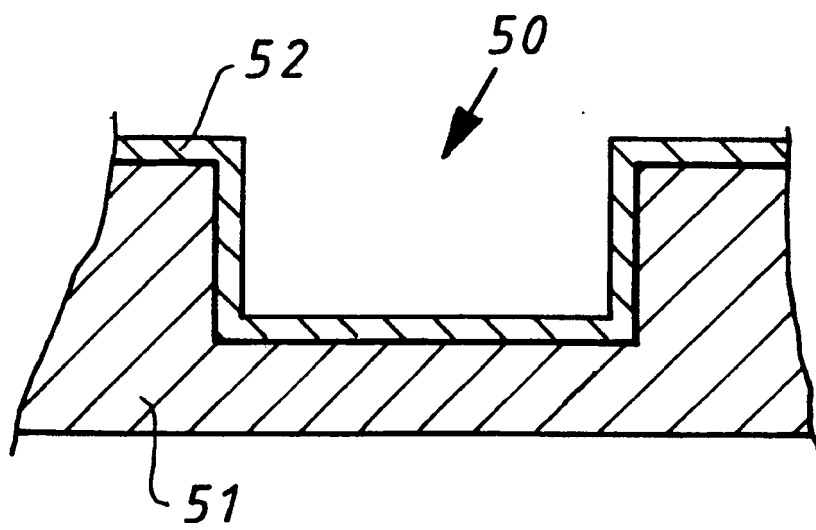


Fig.8

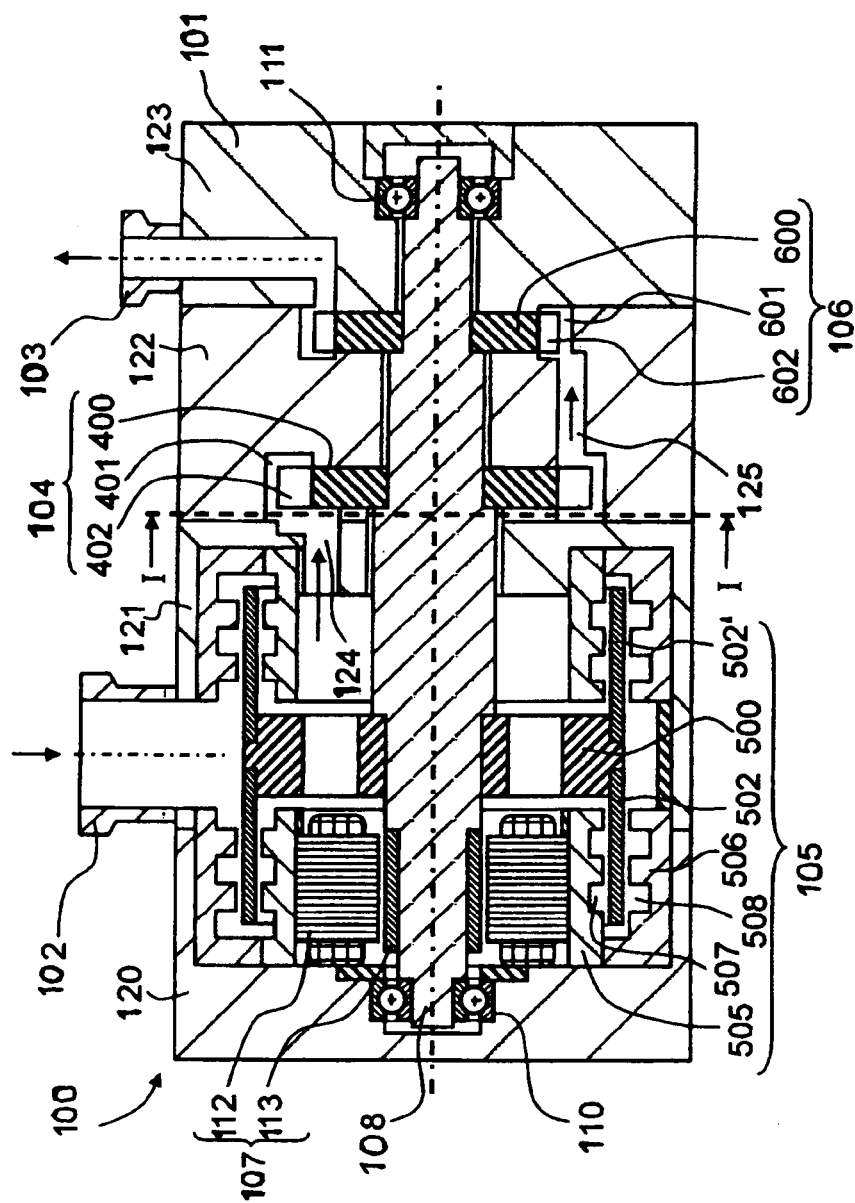


Fig. 9

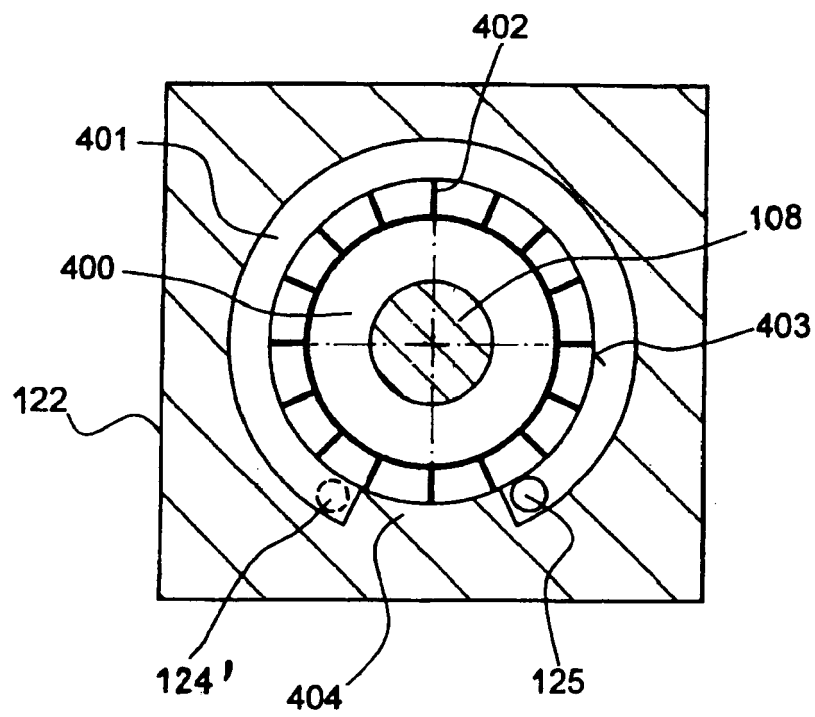


Fig. 10

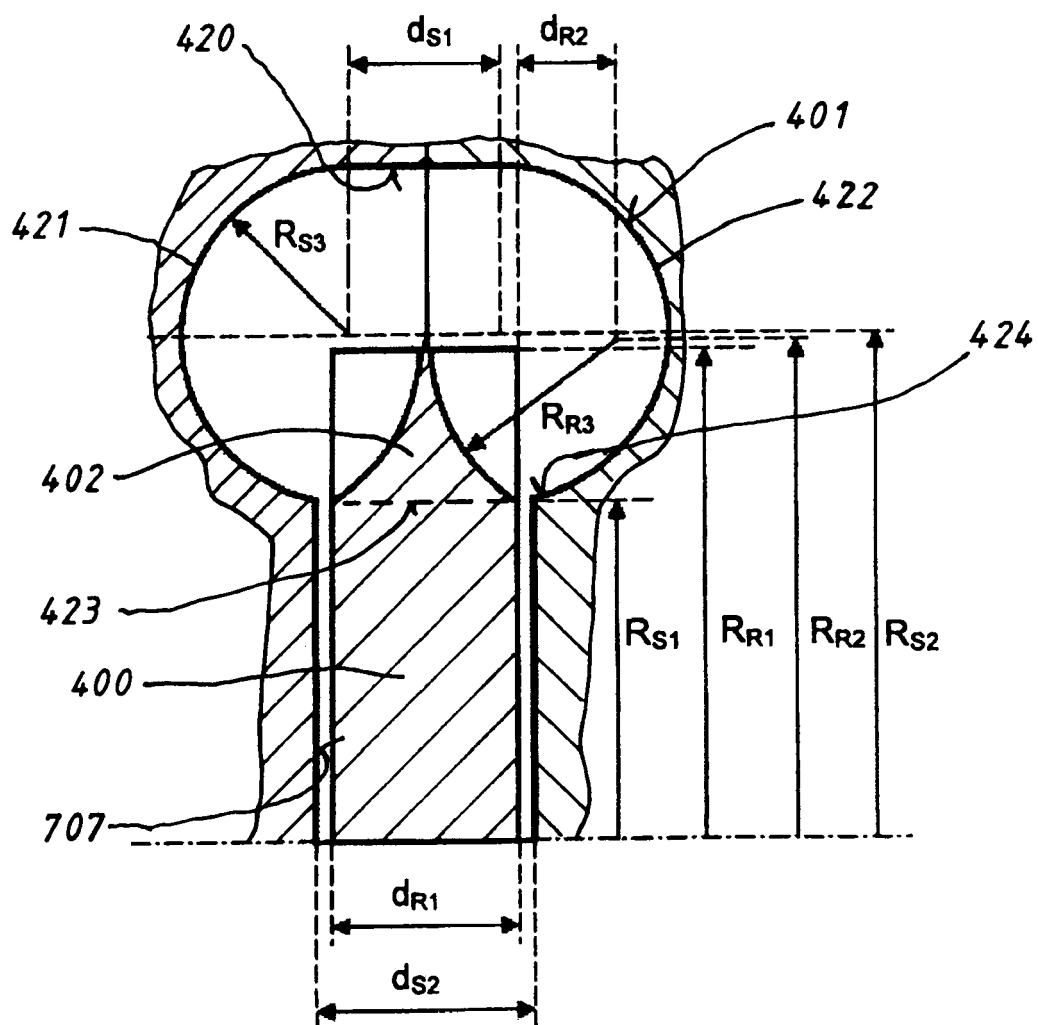


Fig. 11

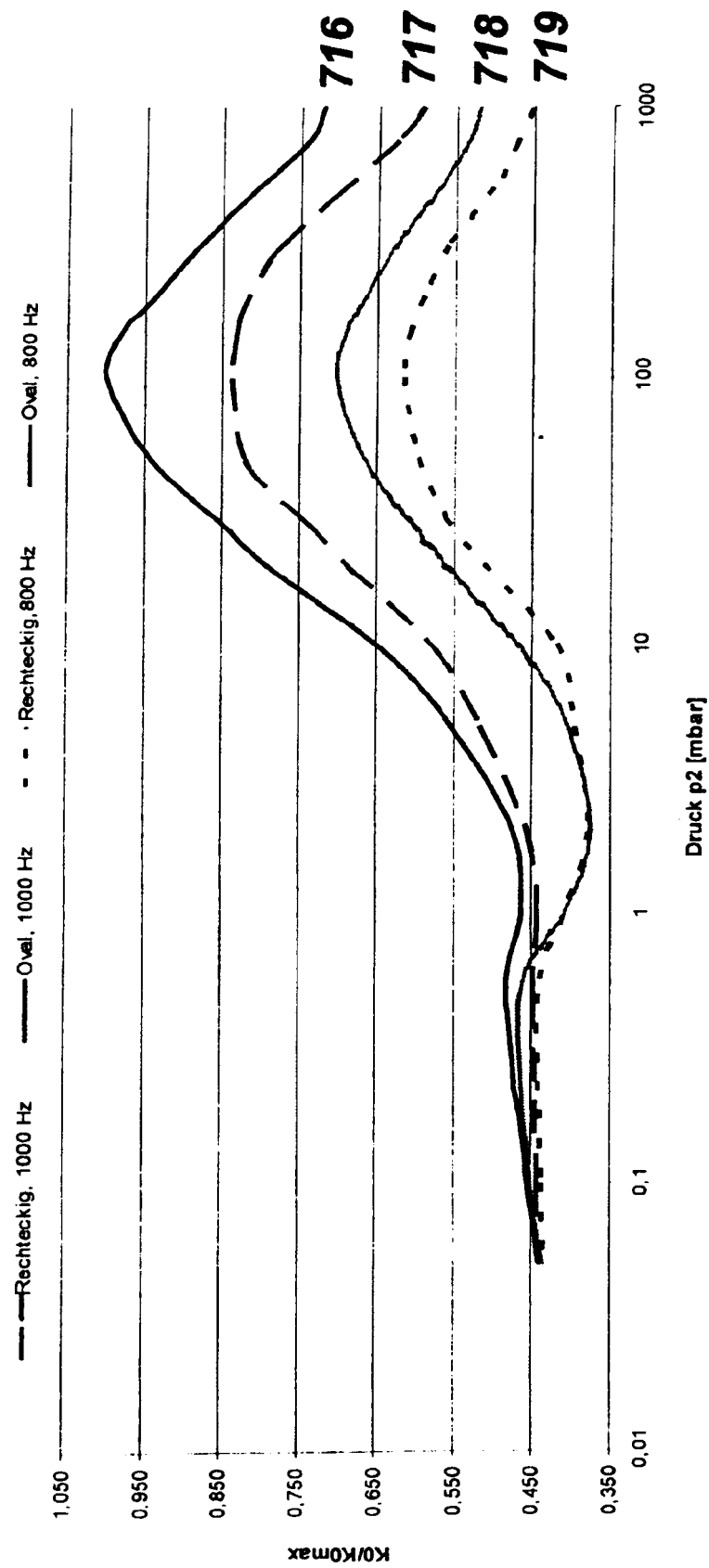
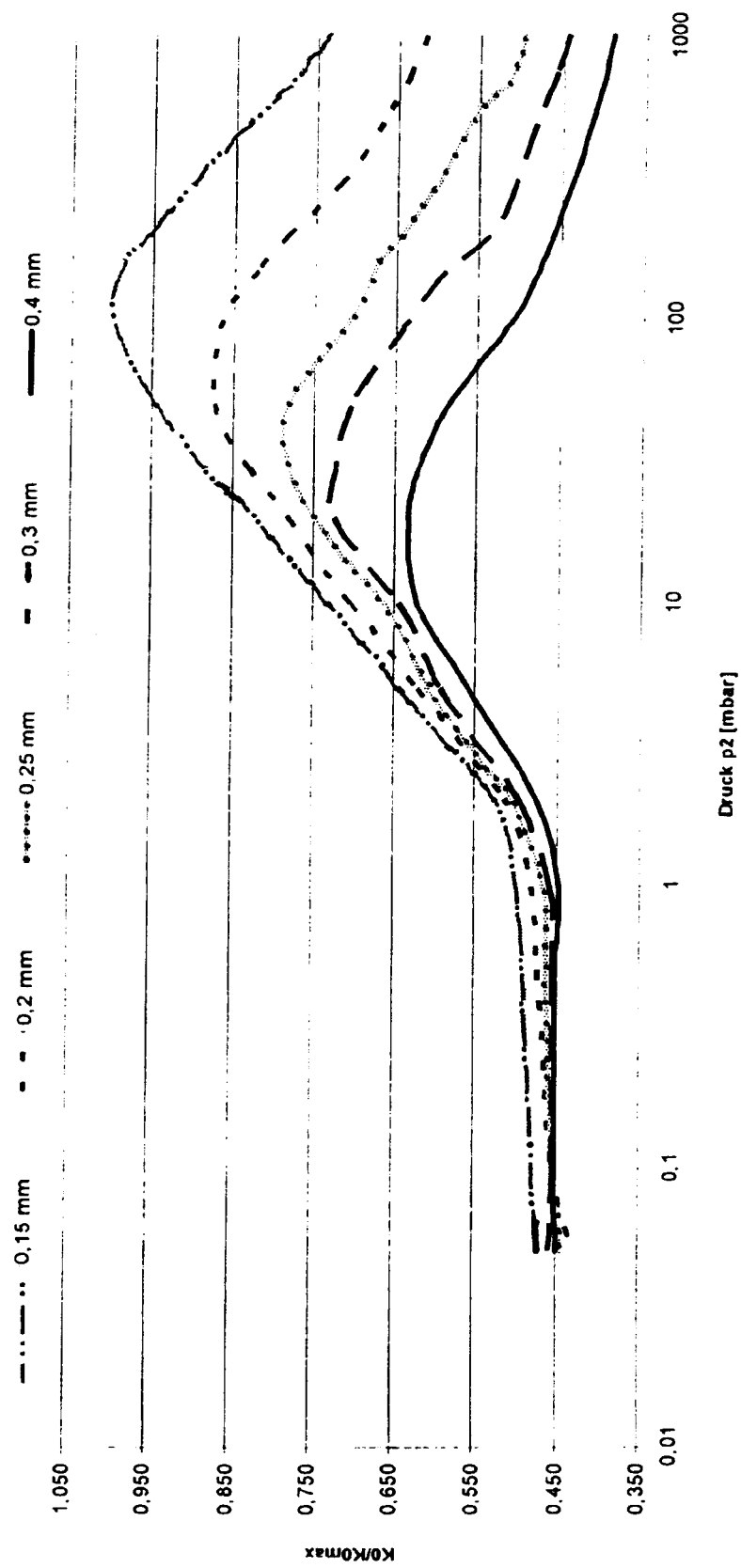


Fig. 12

**Fig. 13**

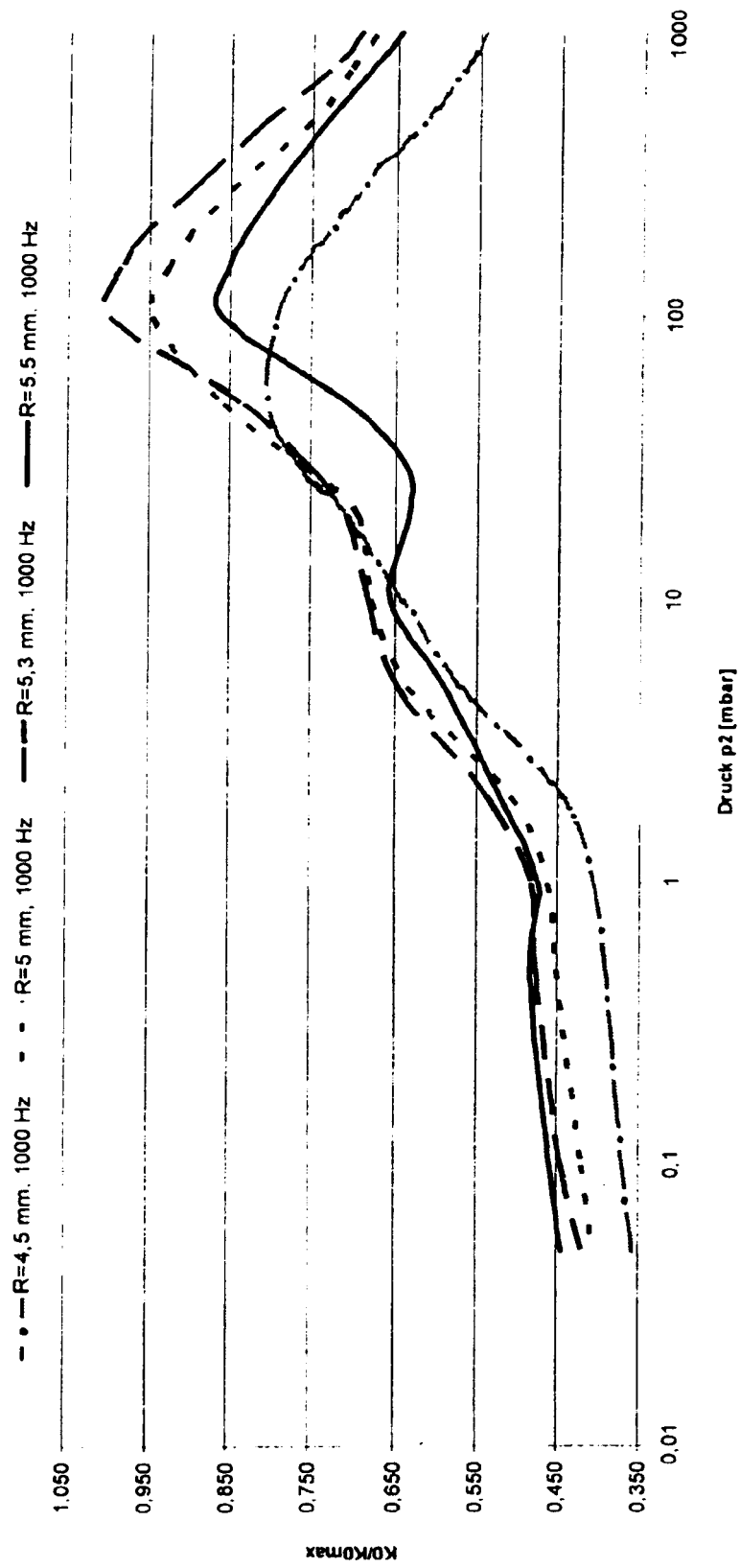


Fig. 14 a

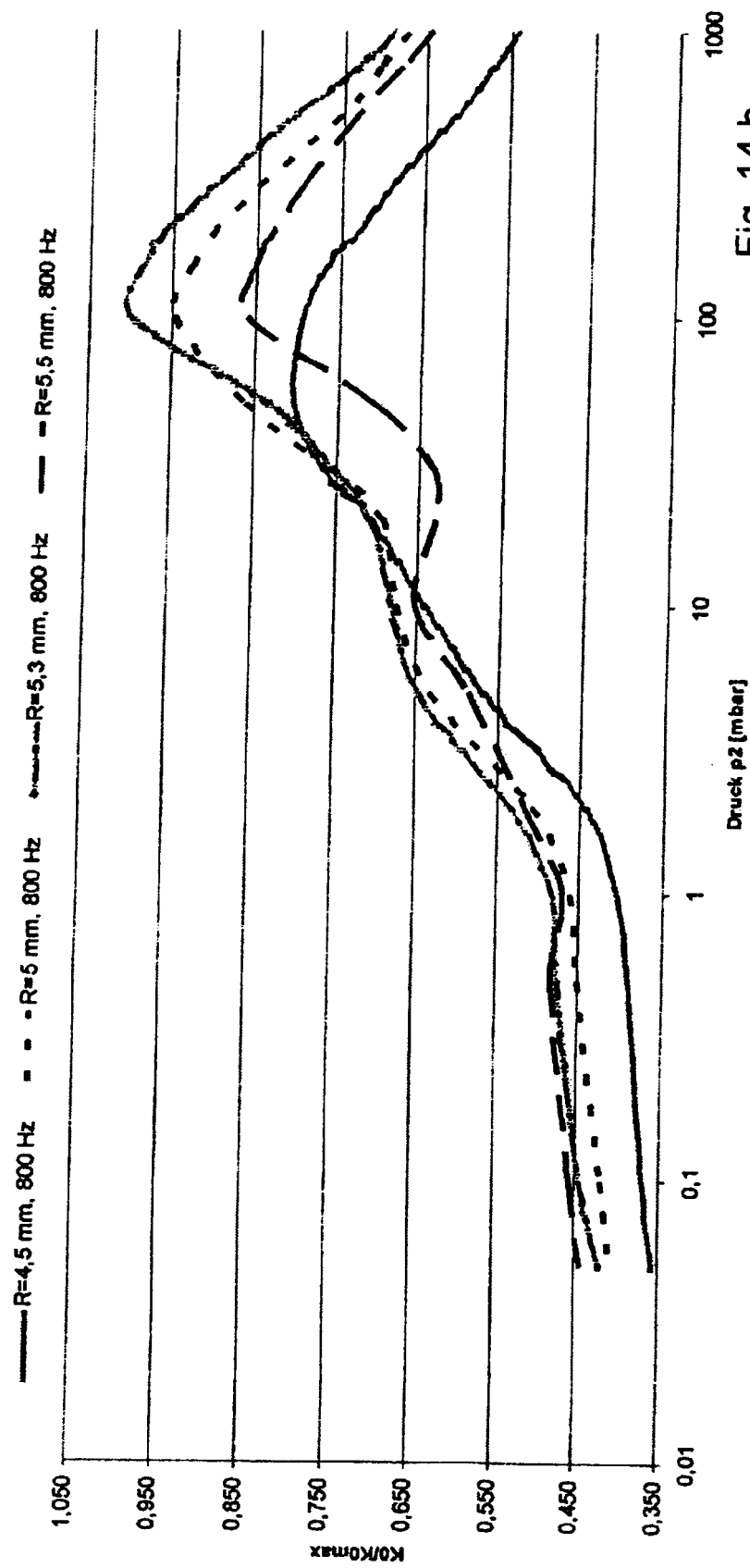
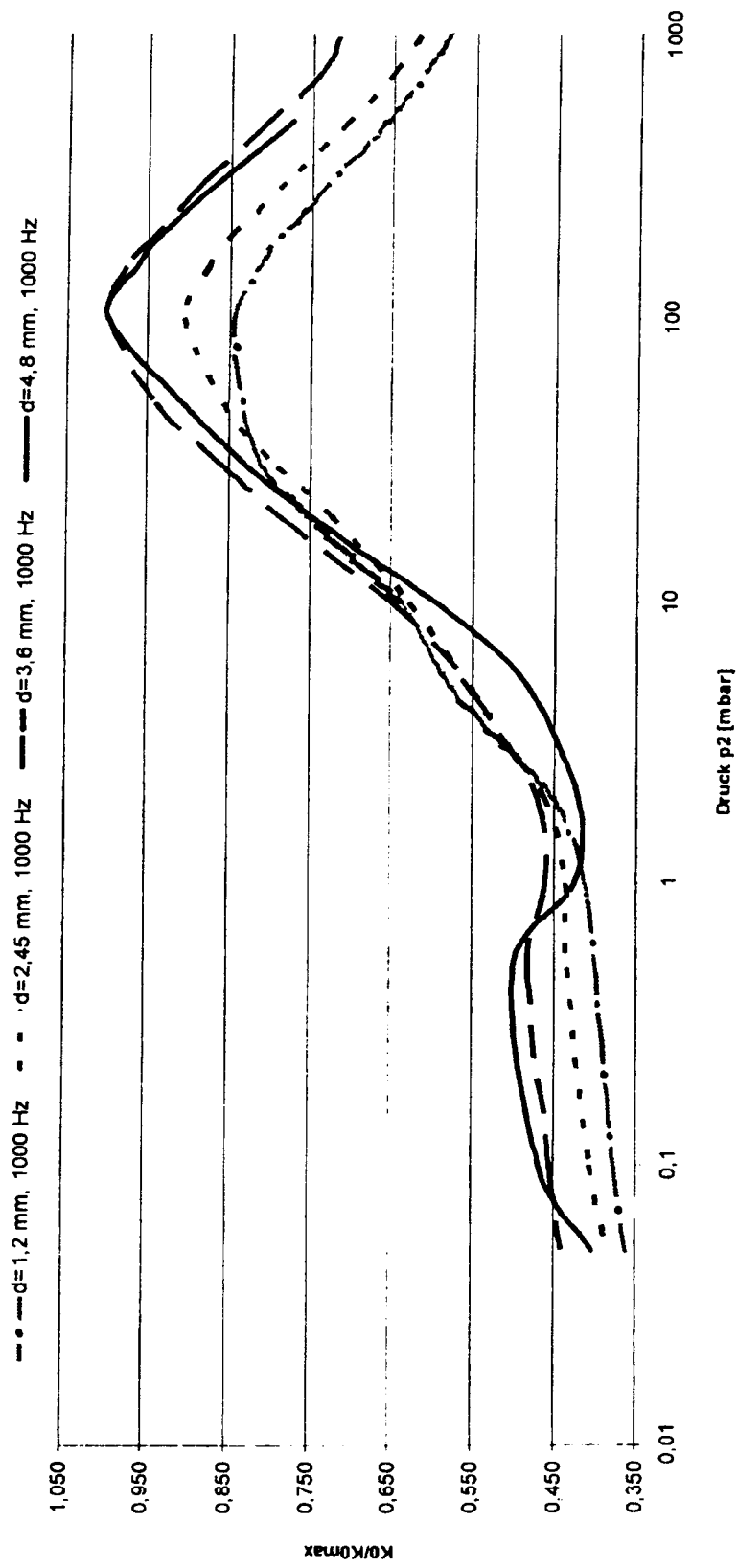


Fig. 14 b

**Fig. 15 a**

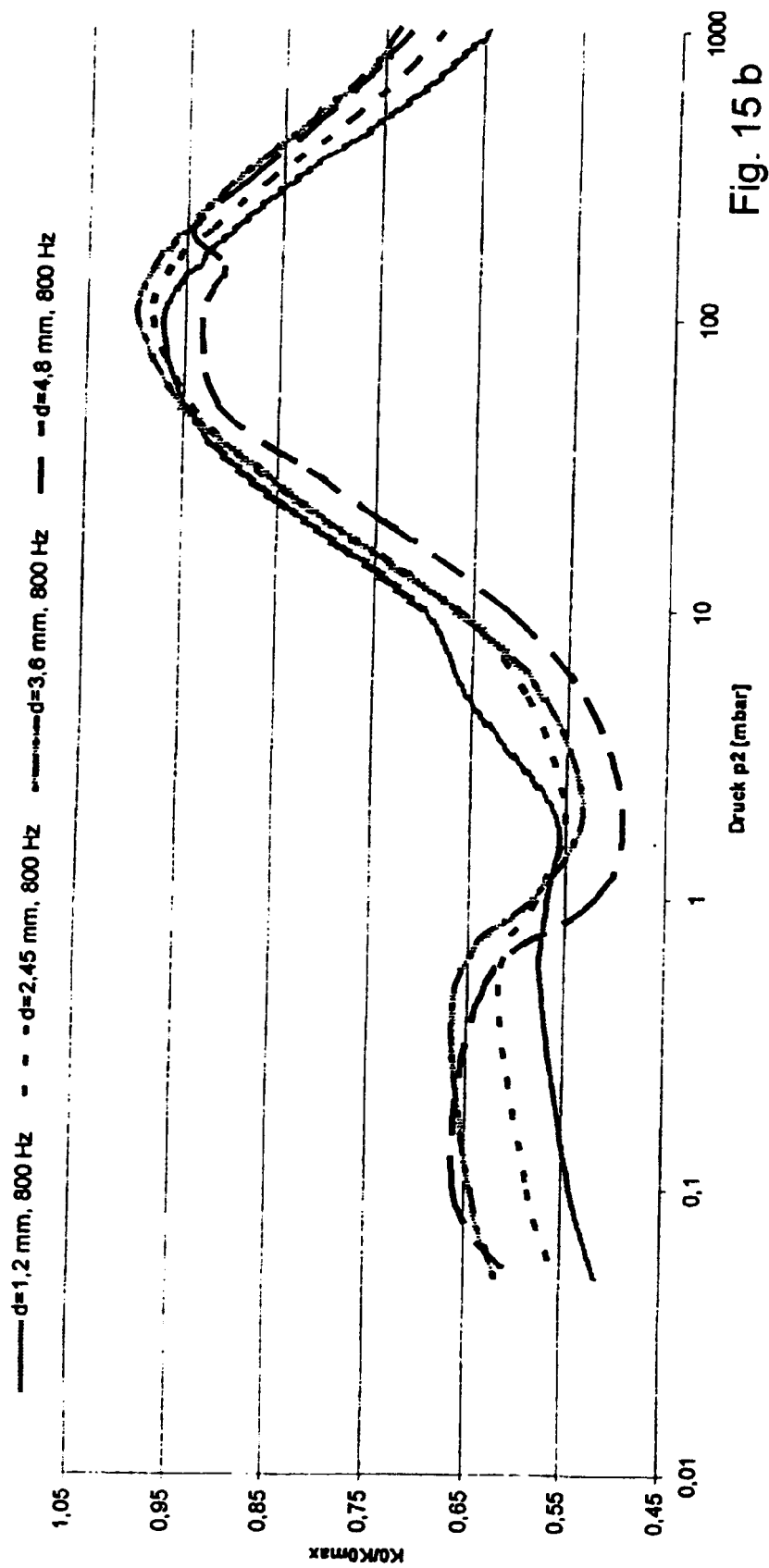


Fig. 15 b

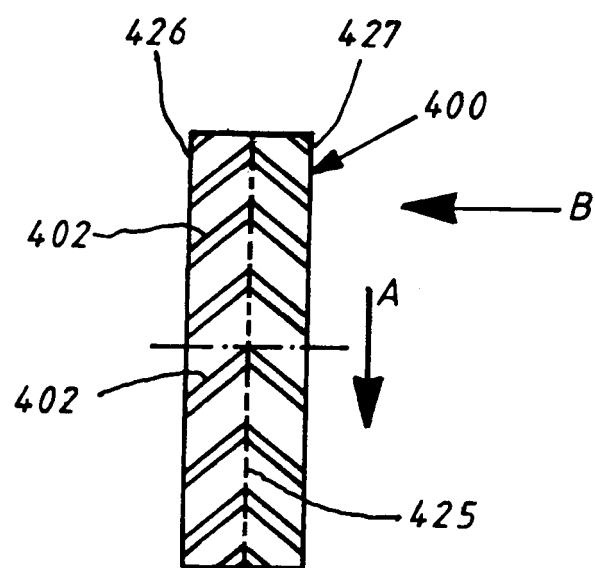


Fig. 16

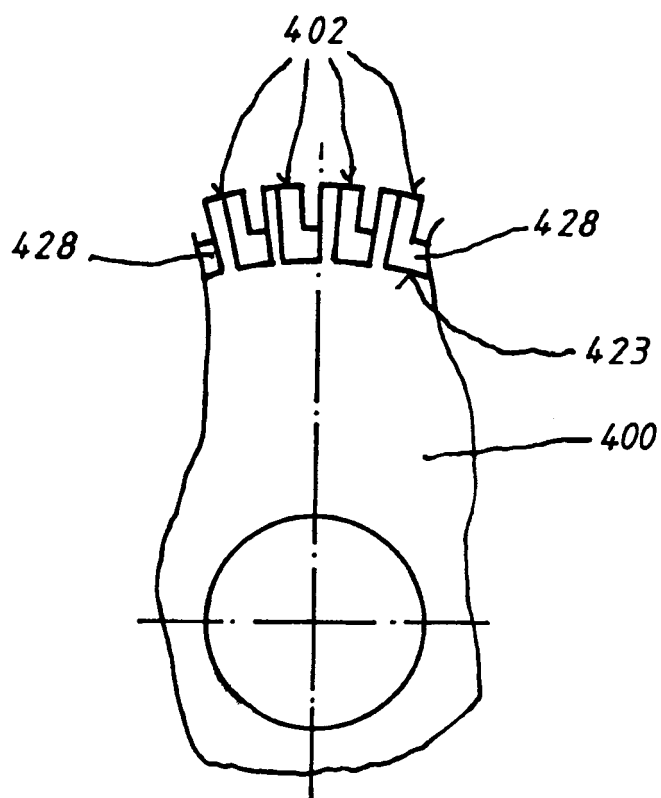
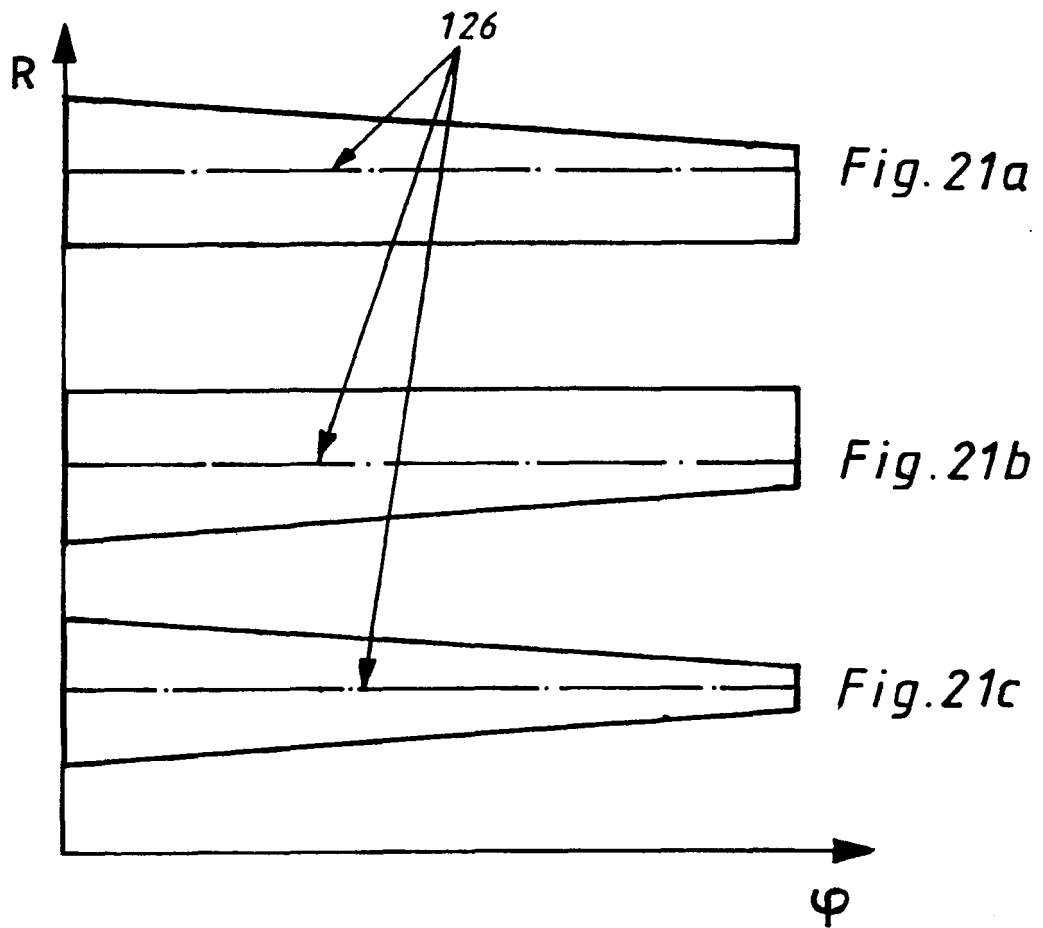
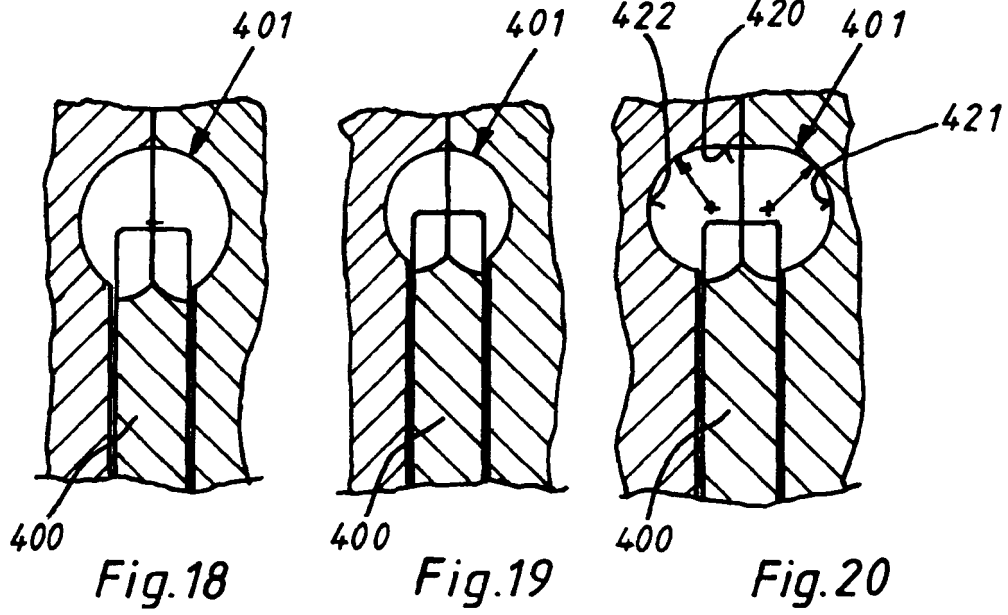
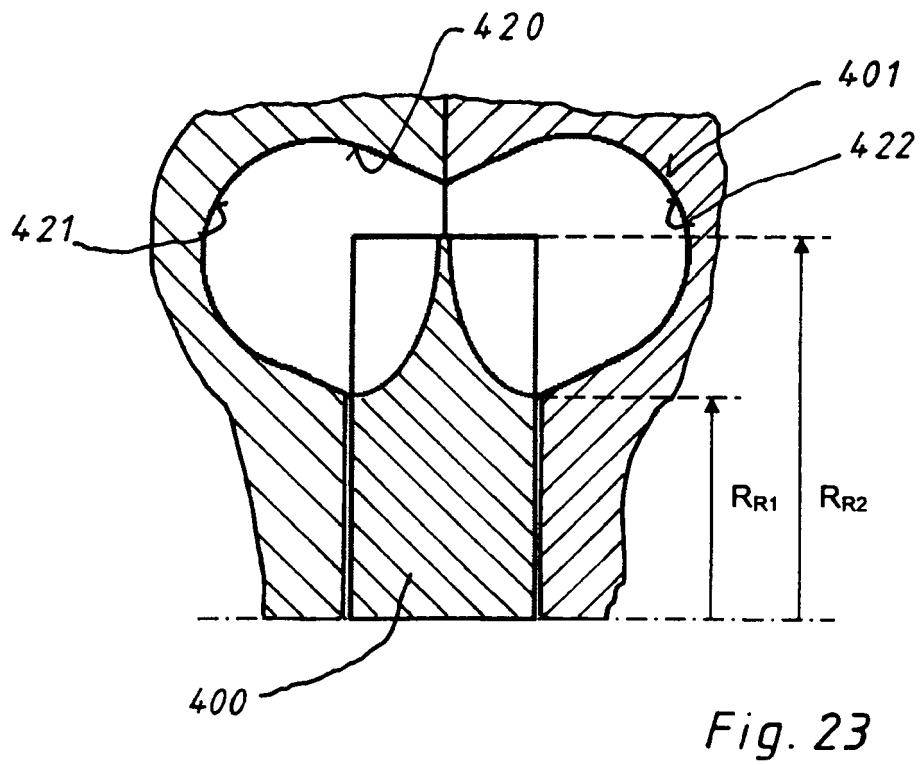
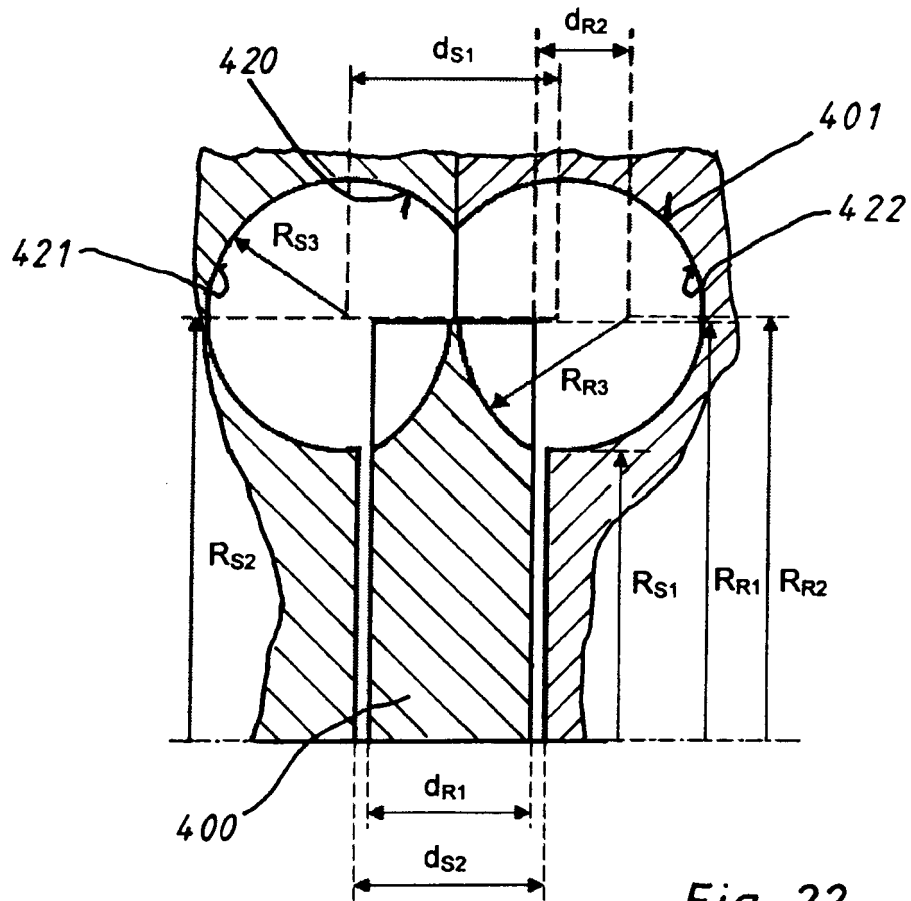


Fig. 17





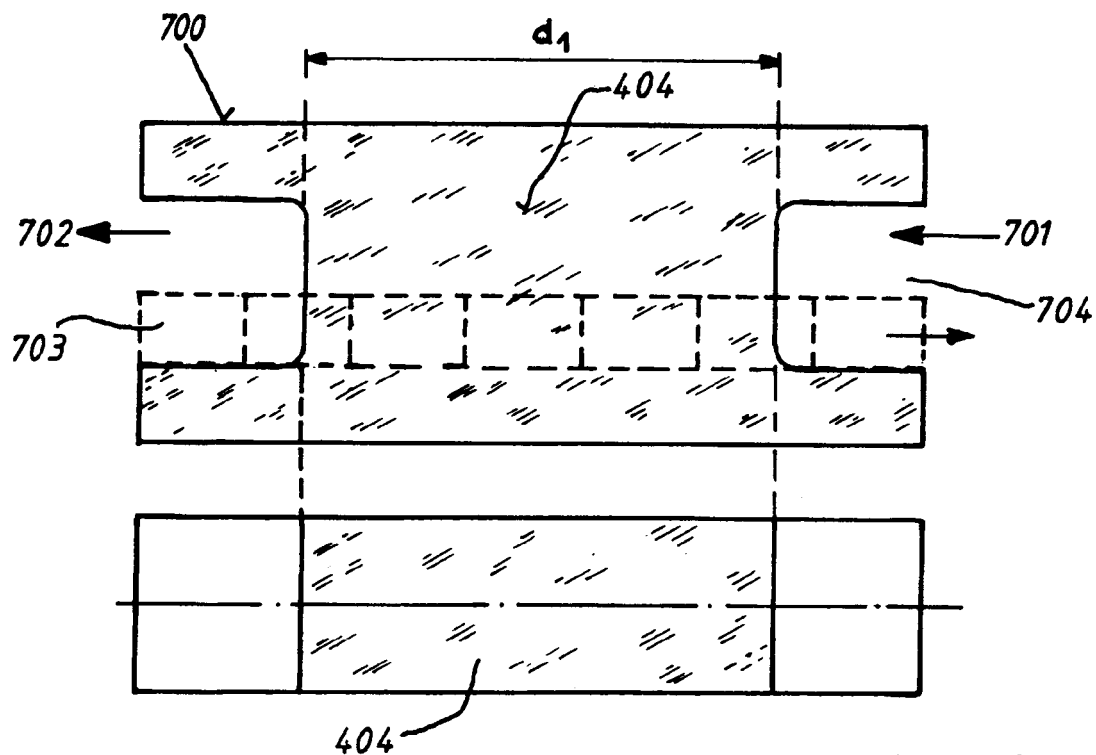


Fig. 24

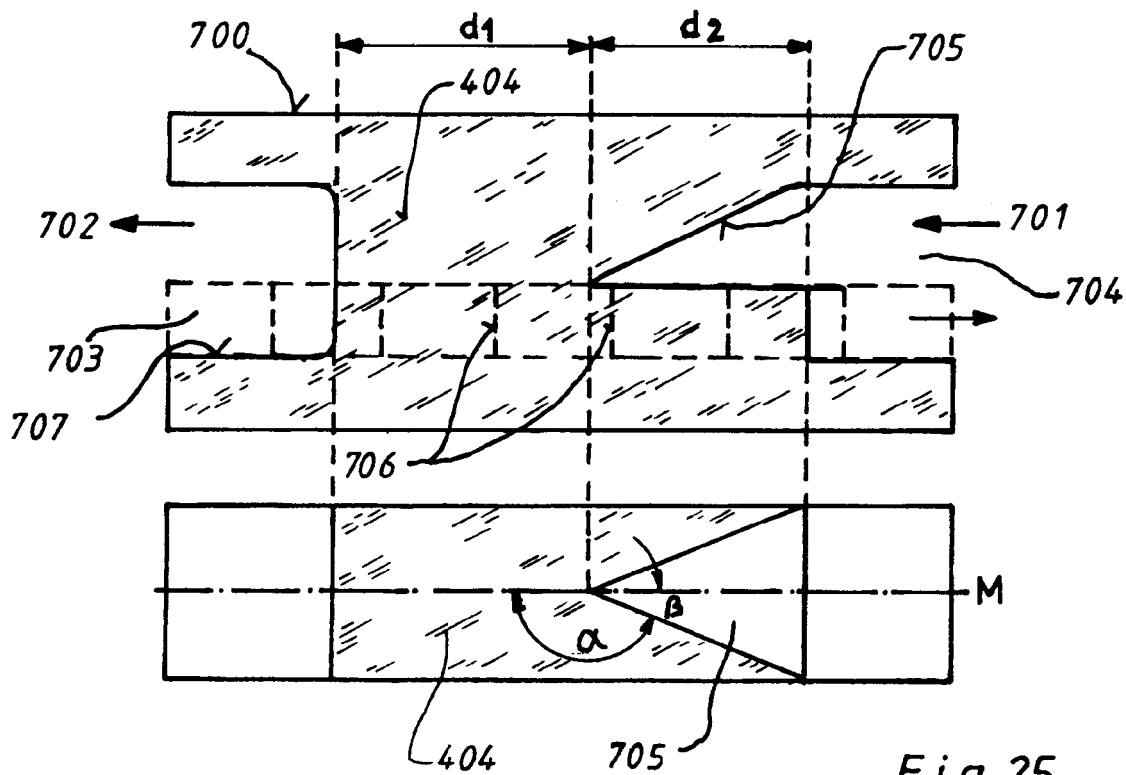


Fig. 25

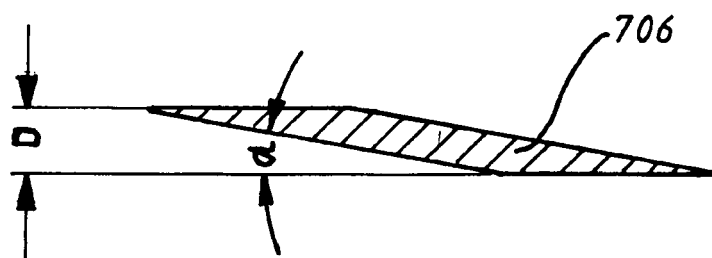


Fig. 26

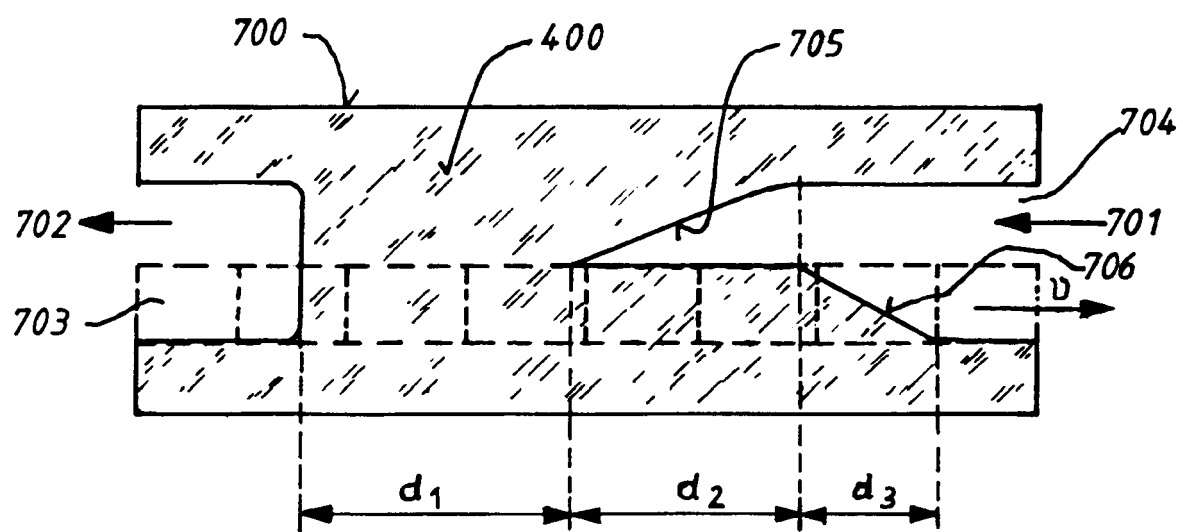


Fig. 27

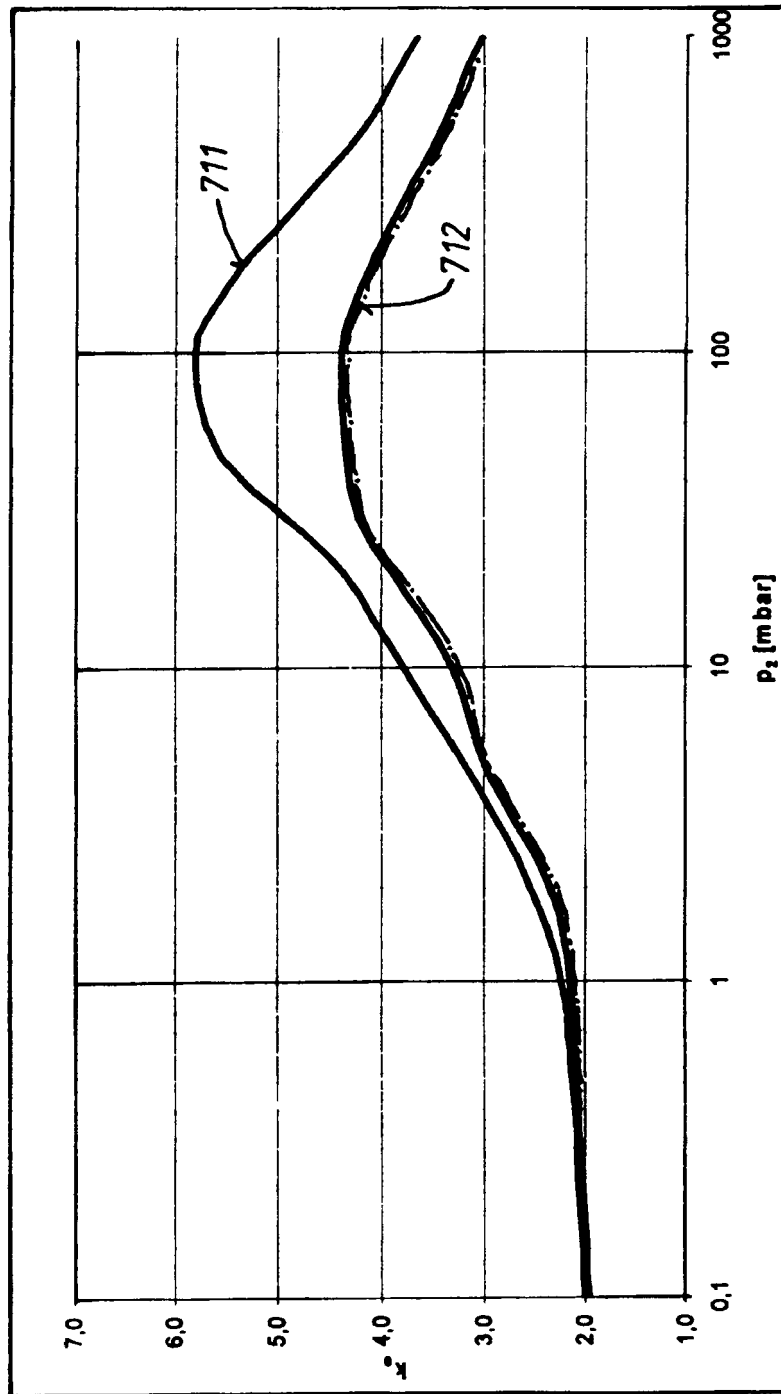


Fig.28

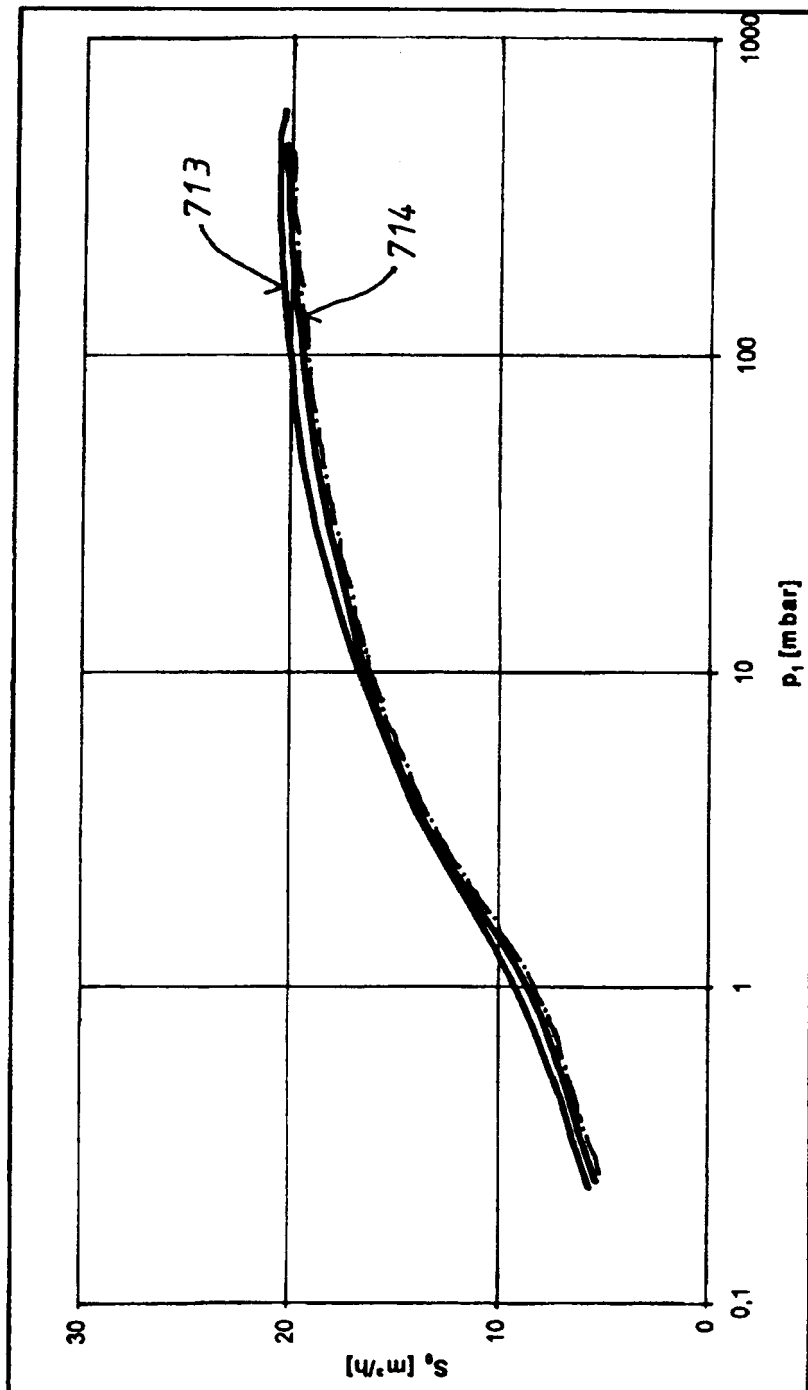


Fig. 29

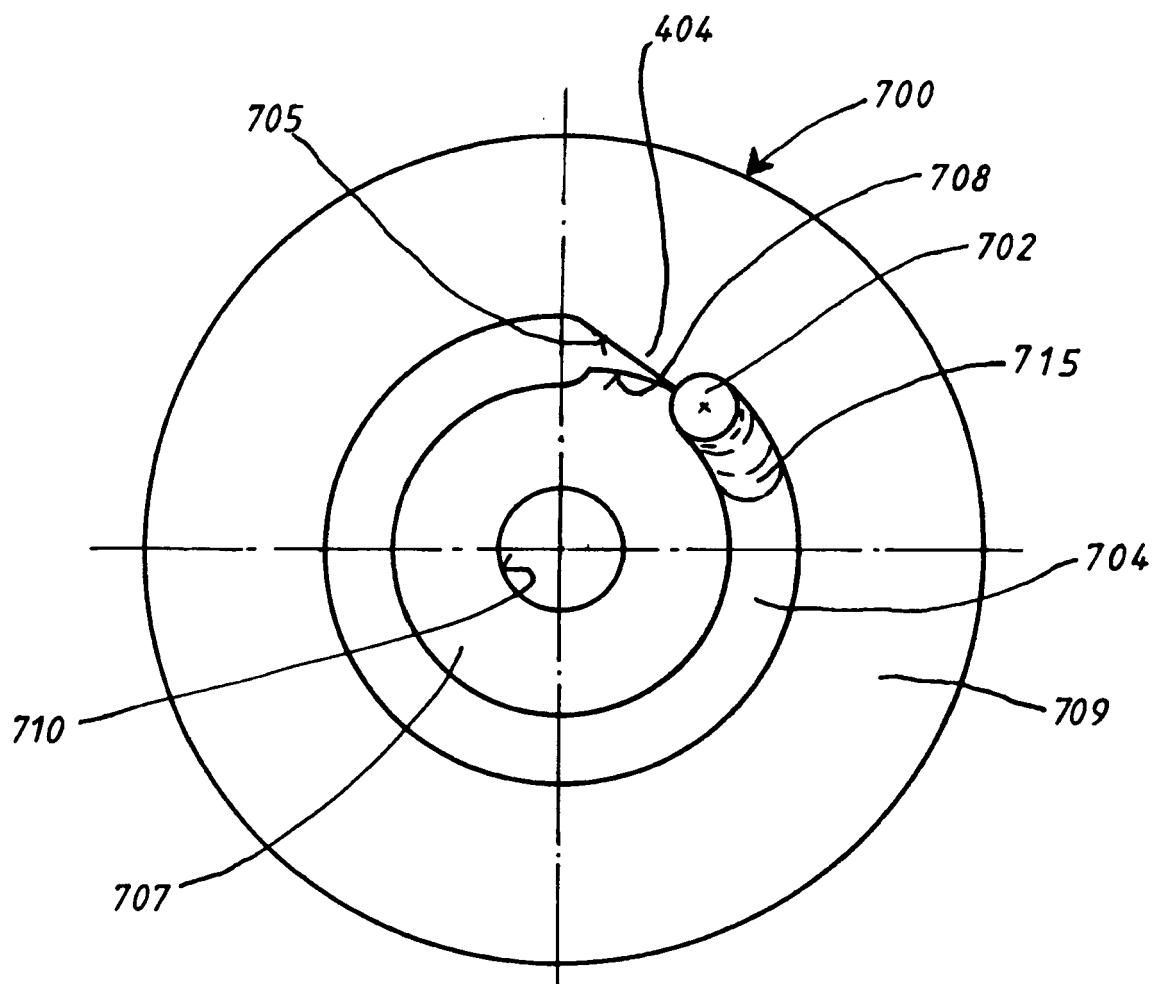


Fig. 30



EUROPÄISCHER RECHERCHENBERICHT

 Nummer der Anmeldung
EP 16 17 1251

5

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

EINSCHLÄGIGE DOKUMENTE			
Kategorie	Kennzeichnung des Dokuments mit Angabe, soweit erforderlich, der maßgeblichen Teile	Betrifft Anspruch	KLASSIFIKATION DER ANMELDUNG (IPC)
X	EP 1 541 871 A2 (PFEIFFER VACUUM GMBH [DE]) 15. Juni 2005 (2005-06-15) * Absatz [0002]; Abbildung 2b *	1-4	INV. F04D17/16 F04D19/04 F04D29/68 F04D29/40 F04D29/16
X	DE 691 04 749 T2 (VARIAN SPA [IT]) 30. März 1995 (1995-03-30) * Abbildungen 2,3,4 *	1,2,4	
X	EP 0 767 308 A1 (SIEMENS AG [DE]) 9. April 1997 (1997-04-09) * Abbildungen 1,2 *	1,2,4	
X	DE 24 09 183 A1 (SIEMENS AG) 28. August 1975 (1975-08-28) * Abbildungen 1,2 *	1-4	
			RECHERCHIERTE SACHGEBIETE (IPC)
			F04D
Der vorliegende Recherchenbericht wurde für alle Patentansprüche erstellt			
Recherchenort Den Haag		Abschlußdatum der Recherche 20. September 2016	Prüfer Brouillet, Bernard
KATEGORIE DER GENANNTEN DOKUMENTE X : von besonderer Bedeutung allein betrachtet Y : von besonderer Bedeutung in Verbindung mit einer anderen Veröffentlichung derselben Kategorie A : technologischer Hintergrund O : mündliche Offenbarung P : Zwischenliteratur		T : der Erfindung zugrunde liegende Theorien oder Grundsätze E : älteres Patentdokument, das jedoch erst am oder nach dem Anmeldedatum veröffentlicht worden ist D : in der Anmeldung angeführtes Dokument L : aus anderen Gründen angeführtes Dokument & : Mitglied der gleichen Patentfamilie, übereinstimmendes Dokument	

EPO FORM 1503 03.82 (P04C03)

**ANHANG ZUM EUROPÄISCHEN RECHERCHENBERICHT
ÜBER DIE EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG NR.**

EP 16 17 1251

5 In diesem Anhang sind die Mitglieder der Patentfamilien der im obengenannten europäischen Recherchenbericht angeführten Patentdokumente angegeben.
Die Angaben über die Familienmitglieder entsprechen dem Stand der Datei des Europäischen Patentamts am
Diese Angaben dienen nur zur Unterrichtung und erfolgen ohne Gewähr.

20-09-2016

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument	Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
EP 1541871 A2	15-06-2005	DE 10357546 A1 EP 1541871 A2	07-07-2005 15-06-2005
DE 69104749 T2	30-03-1995	AT 113343 T DE 69104749 D1 EP 0445855 A1 ES 2064873 T3 HK 1000016 A1 IT 1241431 B JP H0826877 B2 JP H04224295 A	15-11-1994 01-12-1994 11-09-1991 01-02-1995 03-10-1997 17-01-1994 21-03-1996 13-08-1992
EP 0767308 A1	09-04-1997	EP 0767308 A1 JP 3243191 B2 JP H09112484 A US 5672046 A	09-04-1997 07-01-2002 02-05-1997 30-09-1997
DE 2409183 A1	28-08-1975	AU 7778275 A BE 825250 A1 BR 7500823 A CH 580231 A5 DE 2409183 A1 FR 2262211 A1 IT 1031853 B JP S50121813 A NL 7416205 A SE 7501853 A US 3982848 A	05-08-1976 29-05-1975 26-10-1976 30-09-1976 28-08-1975 19-09-1975 10-05-1979 25-09-1975 28-08-1975 27-08-1975 28-09-1976

EPO FORM P0461

Für nähere Einzelheiten zu diesem Anhang : siehe Amtsblatt des Europäischen Patentamts, Nr.12/82

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

- DE 102009021642 A1 **[0009]**
- DE 102010019940 A1 **[0009]**
- DE 3317868 A1 **[0011]**
- JP H01267390 A **[0013]**
- DE 3932288 A1 **[0014]**
- US 20050118013 A1 **[0015]**
- DE 10334950 A1 **[0017] [0018]**