



SCHWEIZERISCHE EIDGENOSSENSCHAFT
BUNDESAMT FÜR GEISTIGES EIGENTUM

⑪ CH 682 939 A5

⑤① Int. Cl.⁵: F 04 C 2/10

Erfindungspatent für die Schweiz und Liechtenstein
Schweizerisch-liechtensteinischer Patentschutzvertrag vom 22. Dezember 1978

⑫ **PATENTSCHRIFT** A5

⑳ Gesuchsnummer: 426/91

㉔ Anmeldungsdatum: 12.02.1991

③① Priorität(en): 09.03.1990 DE 4007462

㉔ Patent erteilt: 15.12.1993

④⑤ Patentschrift
veröffentlicht: 15.12.1993

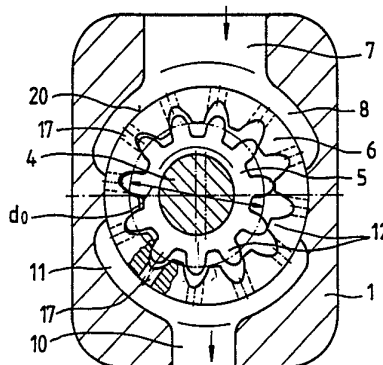
⑦③ Inhaber:
J. M. Voith GmbH, Heidenheim (DE)

⑦② Erfinder:
Arbogast, Franz, Heidenheim (DE)
Peiz, Peter, Heidenheim (DE)

⑦④ Vertreter:
Patentanwälte Georg Römpler und Aldo Römpler,
Heiden

⑤④ **Innenzahnradpumpe.**

⑤⑦ Die Erfindung betrifft eine sichellose Innenzahnradpumpe, bei der das Hohlrad (6) eine Vielzahl von radialen Durchbrüchen (17) von der äusseren Mantelfläche in den Zahngrund aufweist, und bei der die Breite des Ritzels bzw. Hohlrades (6) mindestens so gross ist, wie der Wälzkreisdurchmesser des Ritzels (5). Die Füllung des Innenraumes der Pumpe durch radiale Durchbrüche (17) macht es möglich, das Hohlrad (6) doppelt so breit zu machen, wie den Sauganschluss (7) bzw. dasjenige Teil des Gehäuses, welches die aktiven an der Bildung des Förderstromes beteiligten Zahnradteile aufnimmt. Durch die Erfindung ergibt sich eine Minimierung des Bauvolumens für die Pumpe, bei der der Saugbereich keine bestimmende Grösse mehr ist für die Baugrösse. Dadurch ist es möglich, die Breite der Verzahnung erheblich grösser auszubilden, als den Wälzkreisdurchmesser des Ritzels, wobei stets eine vollkommene Füllung der Zahnlücken mit Druckmittel gewährleistet ist, ohne dass Strömungsgeschwindigkeiten auftreten, bei denen mit Geräuschbildung oder anderen Nachteilen zu rechnen ist. Dazu kann die Pumpe auch mit zwei nebeneinanderliegenden Hohlrädern ausgestattet werden.



Beschreibung

Die Erfindung betrifft eine sichellose Innenzahnradpumpe zur Erzeugung von Hochdruck, gemäss dem Oberbegriff des Anspruches 1. Eine Pumpe dieser Gattung ist aus der US-PS 2 915 982 bekannt.

Derartige Zahnradpumpen weisen ein innenverzahntes Hohlrad auf, mit dem ein aussenverzahntes Ritzel mit geringerer Zähnezahl treibend in Eingriff steht. In aller Regel ist die Verzahnung derartiger Pumpen verhältnismässig schmal, bezogen auf den Durchmesser des Ritzels bzw. Hohlrades. Der von der Pumpe zu fördernde Volumenstrom wird bestimmt durch die Höhe der Zähne und die Breite der Verzahnung. Es kommt insbesondere darauf an, dass die durch die Zahnücke im Hohlrad und den Zahn im Ritzel gebildete Zelle möglichst vollständig im Saugbereich der Pumpe mit Druckmedium gefüllt wird.

Die bekannte Pumpe besitzt am Aussenumfang des Hohlrades radiale Öffnungen, durch die das Druckmedium in die Zahnücke einströmen kann. Das Hohlrad ist dabei dichtend von einer nicht mitrotierenden Hülse umgeben, die einen schmalen Schlitz aufweist zur Verteilung des Druckmediums vom Sauganschluss der Pumpe zu den radialen Öffnungen am Hohlrad. Diese radialen Öffnungen weisen jedoch nur eine geringe axiale Erstreckung in Richtung der Pumpendrehachse, bezogen auf die axiale Breite des Hohlrades, auf. Eine vollständige Füllung der Zellen erscheint daher nur möglich, wenn die Pumpe mit einer besonders niedrigen Drehzahl betrieben wird. Anderenfalls muss das Druckmedium die radialen Öffnungen mit einer Strömungsgeschwindigkeit passieren, die oberhalb strömungsgünstiger Werte liegt.

Überschreitet nämlich die Strömungsgeschwindigkeit einen optimalen Wert, der im Bereich von 1 m/sek. liegt, so nimmt der Druck im strömenden Medium so tiefe Werte an, dass die darin gelöste Luft wieder austritt und zu heftiger Geräuschbildung führt. In jedem Falle aber ist damit ein schlechter volumetrischer Wirkungsgrad verbunden, was zur Wahl einer grösseren Pumpe führt, wenn ein bestimmtes Fördervolumen angestrebt ist.

Bei der bekannten Pumpe sind ferner das Hohlrad und das Ritzel seitlich von Dichtplatten begrenzt, die axial an die Stirnseiten von Ritzel und Hohlrad angedrückt werden. Bei Erreichen eines bestimmten Druckes können diese Dichtplatten trotz axialer Anpressung durch Federn oder Kolben axial ausweichen, so dass die Pumpe für sehr hohe Drücke nicht geeignet ist.

Es ist zwar mit der bekannten Pumpe gelungen, gegenüber einer weiteren aus der US-PS 4 968 233 bekannten Innenzahnradpumpe eine deutliche Verkleinerung der Aussenabmessungen zu erzielen. Dort handelt es sich nämlich um eine Pumpe, deren Zellenraum zwischen dem Ritzel und dem Hohlrad lediglich von beiden Seiten aus in axialer Richtung gefüllt werden, wobei das Druckmedium radial ausserhalb des Hohlrades seitlich zuströmen kann. Daher kann das Ritzel und das Hohlrad in axialer Richtung auch nur eine geringe axiale Erstreckung

aufweisen. Die verzahnten aktiven rotierenden Teile der Pumpe nehmen folglich nur einen kleinen Anteil an der Baulänge der Pumpe ein, während die restliche Baulänge durch das Gehäuse mit der seitlichen Zuströmung des Druckmediums belegt ist, so dass selbst für eine Pumpe mit geringem Fördervolumen eine grosse axiale Baulänge in Kauf genommen werden muss. Demgegenüber weist die Pumpe nach der US-PS 2 915 982 eine deutliche Verbesserung auf. Die Bauart des Hohlrades und des Saugkanales jedoch lässt noch immer Strömungszustände erwarten, die mit zu hohen Strömungsgeschwindigkeiten im Inneren der Pumpe verbunden sind, abgesehen davon, dass keine hohen Drücke erzielt werden können.

Die Aufgabe der Erfindung besteht darin, eine Pumpe der eingangs beschriebenen Gattung so zu verbessern, dass deren Aussenabmessungen noch weiter verkleinert sind, und dass der Saugbereich der Pumpe keine bestimmende Grösse für das Bauvolumen der Pumpe ist, wobei optimale Werte für die Strömungsgeschwindigkeit eingehalten werden können.

Diese Aufgabe wird durch die Kombination der kennzeichnenden Merkmale des Anspruches 1 gelöst. Das Hohlrad und das Ritzel sind dazu an ihren Stirnseiten direkt durch die benachbarten Gehäuseteile axial dichtend begrenzt und geführt. Somit eignet sich die Pumpe zur Erzeugung sehr hoher Drücke. Dadurch, dass die gesamte Querschnittsfläche aller durch das Hohlrad führenden Durchbrüche einen mindestens 20%igen Anteil der äusseren Mantelfläche des Hohlrades darstellen und die radialen Durchbrüche sich auf 60 bis 70% der Breite der Verzahnung erstrecken, ist es möglich, die durch die Verzahnung gebildeten Zellen im Saugbereich zufriedenstellend mit Druckmedium zu füllen, wobei die Breite der Verzahnung grösser ist als der Wälzkreisdurchmesser des Ritzels. Dasjenige Gehäuseteil, das die aktiven an der Bildung des Förderstromes beteiligten Zahnräder, also das Hohlrad und das Ritzel, aufnimmt, soll mindestens 40% der gesamten axialen Länge der Pumpe bzw. der betreffenden Gehäuseteile aufweisen. Die an der Förderung des Druckmittels beteiligten Zahnräder nehmen somit einen beträchtlich höheren Anteil am gesamten Bauraum der Pumpe ein, so dass bei Einhaltung eines bestimmten Höchstwertes für die Strömungsgeschwindigkeit eine Pumpe mit grösserem Fördervermögen geschaffen ist.

Mit Hilfe der radialen Durchbrüche am Hohlrad stehen einer Befüllung der Zellen keine Strömungshindernisse entgegen, so dass das Hohlrad mit Ritzel gegenüber bekannten Bauarten beträchtlich verbreitert werden kann. Die Breite der Verzahnung nämlich stellt somit keine bestimmende Grösse mehr für die Pumpe dar. Die Strömungsgeschwindigkeit innerhalb der Pumpe steigt proportional dem geförderten Volumen, also ist proportional dem Produkt aus Drehzahl, Aussendurchmesser und Breite des Hohlrades. Die Strömungsgeschwindigkeit ist aber auch umgekehrt proportional zur Querschnittsfläche aller radialen Durchbrüche im Hohlrad. Diese Querschnittsfläche soll gemäss der Erfindung ein bestimmter Prozentsatz der dem Aussendurchmes-

ser und der Breite des Ritzels entsprechenden Ausenmantelfläche sein. Daraus ist erkenntlich, dass die Strömungsgeschwindigkeit im wesentlichen nur noch durch die Drehzahl bestimmt wird sowie durch die Grösse der Querschnittsfläche aller Durchbrüche durch das Hohlrad, also deren Gestalt, Grösse und Anzahl. Die sich stirnseitig dem Gehäuse-Mittelteil der Pumpe, welches die rotierenden Teile aufnimmt, anschliessenden Pumpenflansch und Pumpendeckel können im Rahmen eines Baukastensystems bei unterschiedlich breiten Pumpen jeweils identisch bleiben. Dabei sorgt die erfindungsgemässe Merkmalskombination für einen verbesserten mechanischen und volumetrischen Wirkungsgrad der Pumpe.

Vorteilhafte Ausgestaltungen der Erfindung sind in den abhängigen Ansprüchen angegeben. Gemäss Anspruch 2 ist vorgesehen, dass das Hohlrad und das Ritzel eine Evolventenverzahnung aufweisen sollen. Die eingangs erwähnten bekannten Pumpen nach US-PS 2 915 982 bzw. 4 968 233 weisen eine Rundverzahnung auf, wie sie auch unter der Bezeichnung Trochoiden-Verzahnung bekannt ist. Der Vorzug einer solchen Verzahnung ist, dass sämtliche Zähne des Ritzels mit den Flanken der Trochoiden-Verzahnung des Hohlrades ständig im Eingriff sind. Dadurch werden zwischen jedem in Eingriff befindlichen Zahnpaar Einzelzellen mit variablem Volumen gebildet, die in sich gegenüber der benachbarten Zelle jeweils druckdicht sein müssen. Dabei findet ein stetes Gleiten zwischen Zahnkopf des Ritzels und den Flanken am Hohlrad statt. Die bei den gattungsgemässen Pumpen bislang nicht gebräuchliche Evolventenverzahnung ist mit herkömmlichen Werkzeugen einfacher und präziser herzustellen und hat darüber hinaus den Vorteil, dass die Zähne von Ritzel und Hohlrad ausserhalb des unmittelbaren Eingriffsbereichs ausser Eingriff kommen und nach annähernd einem Umlauf wieder entlang einer Eingriffsstrecke in Eingriff kommen. Dabei erfolgt der Eingriff ohne jegliche Drehbeschleunigung, was insbesondere die Laufruhe begünstigt und den Verschleiss reduziert. Wesentlich für eine Evolventenverzahnung ist ferner, dass nur eine Flanke an der Gegenflanke anliegt, es sich also um eine spielbehaftete Verzahnung handelt.

Die Ansprüche 4 bis 7 beschreiben vorteilhafte Ausbildungen der radialen Durchbrüche im Hohlrad. Danach können die Durchbrüche bis in den Bereich der unbelasteten Flanken am Hohlrad reichen und als nebeneinander liegende Bohrungen oder langgestreckte Öffnungen ausgebildet sein. Entlang derselben Zahnücke in der Verzahnung sind die radialen Durchbrüche vorzugsweise symmetrisch mit gleichem Abstand zueinander angeordnet. Wie schon erwähnt, handelt es sich bei der Erfindung um eine spielbehaftete Pumpe, von der bekannt ist, dass der volumetrische Wirkungsgrad auch stark von den Spielverhältnissen im Bereich der Kopfbührung zwischen Hohlrad und Ritzel abhängt. Die Ansprüche 8 bis 13 beschreiben Massnahmen zur Verbesserung der Dichtheit zwischen den Zahnköpfen von Ritzel und Hohlrad, nämlich mittels eines Dichtelements vorzugsweise am Zahnkopf des Ritzels. Von Vorteil ist ferner, wenn die Dichtelemente

an ihrer Rückseite, die dem Zahnkopf abgewandt ist, über Verbindungskanäle mit der dem Druckbereich zugewandten Zahnflanke in Verbindung stehen. Dadurch wird erreicht, dass, der sich aufbauende Druck vor der Zahnflanke sich auf die Rückseite der Dichtelemente fortpflanzt und diese dichtend gegen den gegenüberliegenden Zahnkopf des jeweils anderen Rades anlegt.

Für besondere Einsatzfälle, wenn die beiden Pumpengehäuse-Endteile mit der Lagerung für die Ritzelwelle es vom Bauraum her zulassen, können diese Gehäuseteile gemäss Anspruch 14 beidseits des Hohlrades mit zusätzlichen Saugtaschen zur Verbesserung des Ansaugverhaltens ausgestattet sein. Dadurch kann eine gewisse Menge Druckmedium auch noch von der Seite her zwischen das Ritzel und das Hohlrad eintreten.

Einer Verbreiterung des Hohlrades in Richtung der Drehachse zur Steigerung des Fördervolumens der Pumpe sind fertigungstechnische Grenzen gesetzt bezüglich der Präzision und der Oberflächengüte der Verzahnung. Es kann daher gemäss den Ansprüchen 15 bis 17 vorgesehen sein, die Pumpe mit zwei Hohlradern auszurüsten, die gemeinsam mit einem einteiligen Ritzel in Eingriff stehen. Es kann sich dabei um zwei im wesentlichen identische Hohlräder handeln, die jeweils im Hinblick auf die Fertigung mit optimaler Breite ausgeführt sind. In der Pumpe jedoch wirken diese wie ein einziges Hohlrad. Es kann darüber hinaus vorgesehen sein, die einzelnen Hohlräder jeweils untereinander drehfest zu verbinden. Das Ritzel selbst unterliegt bezüglich seiner Verzahnungsbreite im allgemeinen nicht solchen Fertigungsbeschränkungen bezüglich der Präzision der Verzahnung. Mittels einer solchen Verbreiterung der Pumpe ist es möglich, deren Förderstrom zu erhöhen, ohne den Aussendurchmesser zu vergrössern. Dabei ist es dennoch möglich, die Strömungsgeschwindigkeit im Inneren der Pumpe auf einem tragbaren Wert zu halten, beispielsweise 1 m/sek. Eine Zahnradpumpe mit zwei oder mehreren Hohlradern kann so ausgelegt sein, dass die axiale Breite der Verzahnung mindestens 60% der gesamten axialen Länge der Pumpe beträgt.

Die Erfindung wird nachstehend anhand der Zeichnung, die ein Ausführungsbeispiel darstellt, näher erläutert. Darin zeigt:

Fig. 1 einen Teil-Längsschnitt durch die Pumpe;
Fig. 2 einen Querschnitt durch die Pumpe im Bereich der beiden Räder;
Fig. 3 eine Detailansicht im Bereich der Verzahnung;
Fig. 4 Durchbrüche in Form von Bohrungen;
Fig. 5 Durchbrüche in Form von Langlöchern;
Fig. 6 Ausbildung eines Doppelhohlrades;
Fig. 7 Ausbildung der Dichtleisten am Ritzel;
Fig. 8 Ausbildung der Dichtleisten am Hohlrad;
Fig. 9 einen Teil-Längsschnitt durch die Pumpe mit zusätzlichen Saugtaschen in den Gehäuse-Endteilen.

Die Fig. 1 und 2 zeigen in einem Längsschnitt und einem Querschnitt eine sichellose, kopfdichten- de und spielbehaftete jeweils mit einer Flanke dich-

tenden Zahnradpumpe, und zwar im Bereich eines Gehäusemittelteiles 1, dem sich auf beiden Seiten weitere Gehäuseteile 2 und 3 anschliessen. Die gesamte Pumpe mit den Gehäuseteilen 1, 2, 3 hat eine axiale Gesamtlänge L. Ein auf einer Antriebswelle 4 befestigtes aussenverzahntes Ritzel 5 steht in Eingriff mit einem innenverzahnten Hohlrad 6. Die Verzahnung 12 des Ritzels 5 und des Hohlrades 6 hat eine axiale Breite B, das Ritzel einen Wälzkreisdurchmesser d_0 . Die Breite der Verzahnung B ist grösser als der Wälzkreisdurchmesser d_0 . Das Ritzel 5 und das Hohlrad 6 sind nicht koaxial, sondern exzentrisch zueinander gelagert, ferner weist das Ritzel 5 einen Zahn weniger auf als das Hohlrad 6, so dass jeweils die Aussenseite eines Zahnkopfes 13 am Ritzel 5 mit der Innenseite eines Zahnkopfes 14 am Hohlrad 6 in Berührung kommt. Zu erkennen ist ferner ein Sauganschluss 7 in der Zone, bei der unter Drehung in Pfeilrichtung die Zähne am Ritzel bzw. Hohlrad ausser Eingriff geraten. Dem Sauganschluss 7 im Gehäusemittelteil 1, in dem das Hohlrad und das Ritzel gelagert sind, schliesst sich in axialer Richtung jeweils zu den benachbarten Gehäuseteilen 2 und 3 eine Saugtasche 8 an, die sich über einen Teil der Mantelfläche 20 des Hohlrades 6 erstreckt. Ein Druckanschluss 10 befindet sich, ebenfalls ausgehend von einer sich über einen Umfangsbereich am Hohlrad erstreckende Drucktasche 11, auf der gegenüberliegenden Seite der Pumpe. Die Zuströmung von Druckmedium zum Innenraum der Pumpe, also den Zahnücken im Ritzel 5 und im Hohlrad 6, welche die Förderung des Druckmediums bewirken, erfolgt über radiale Durchbrüche 17 im Hohlrad 6. Diese Durchbrüche 17 gehen von der Mantelfläche 20 aus und münden im Zahngrund des Hohlrades.

Die Fig. 3 zeigt ein Detail der Verzahnung 12 zwischen dem Ritzel 5 und dem Hohlrad 6. Zu erkennen ist in einem Querschnitt durch das Hohlrad 6 einer der Durchbrüche 17. Dieser mündet so im Zahngrund einer Zahnücke im Hohlrad, dass dieser auf der ganzen Breite in Umfangsrichtung durchbrochen ist und ferner noch die in Drehrichtung hintere Flanke 16 anschneidet. Die vom Ritzel 5 angetriebene vordere Flanke 15 ist die belastete Flanke, die gegenüber dem Innenraum Dichtigkeit herstellt und von dem Durchbruch 17 nicht berührt wird. Der Durchbruch 17 ist demnach exzentrisch gegenüber der Achse der Zahnücke im Hohlrad angeordnet. Diese Massnahme gestattet, den Durchtrittsquerschnitt des Durchbruches 17 grösser zu dimensionieren.

Die Fig. 4 zeigt eine Ansicht auf eine Zahnücke im Hohlrad 6. Die radialen Durchbrüche sind dabei als kreisrunde Bohrungen 18 mit dem Durchmesser a ausgebildet. Die Fig. 5 zeigt eine gleichartige Ansicht, wobei der Durchbruch als langgestreckte Öffnung 19 ausgebildet ist. Die Durchtrittsquerschnitte sind jeweils so gewählt, dass alle Bohrungen mit dem Durchmesser a gemäss Fig. 4 bzw. die langgestreckte Öffnung 19 gemäss Fig. 5 mit der Breite b zwischen 60 und 70% der Breite B des Hohlrades betragen. Die Gesamtquerschnittsfläche aller Bohrungen 18 bzw. Öffnungen 19 soll mindestens 20% der Mantelfläche 20 des Hohlrades betragen.

Aus der Fig. 6 ist ein Doppelhohlrad 24 zu erkennen, welches aus zwei Hohlradern 6a besteht. Dieses steht (nicht dargestellt) mit einem Ritzel gleicher axialer Erstreckung, jedoch einteiliger Bauart in Eingriff. Die als langgestreckte Öffnungen 19 ausgebildeten radialen Durchbrüche an der Mantelfläche 20 sind in diesem Falle nicht mittig innerhalb des einzelnen Hohlrades 6a angeordnet, sondern jeweils zu der dem anderen Hohlrad 6a zugewandten Stirnseite hin versetzt. Auf diese Weise entstehen an den beiden Hohlradteilen 6a verbreiterte Dichtflächen 25 an den den Gehäuse-Endteilen 2, 3 zugewandten Stirnseiten. Eine gleichartige Dichtigkeit zwischen den beiden Teilen 6a des Doppelhohlrades 24 ist nicht erforderlich, daher genügen dort dünne Stege als Begrenzung der Durchbrüche 19.

Die Fig. 7 und 8 zeigen Detailansichten der Zahnköpfe 13 bzw. 14 am Ritzel 5 bzw. Hohlrad 6. Zu erkennen ist in Fig. 7 an dem einen Zahn eine als kreisrundes Profil ausgebildete Dichtleiste 21, die in eine entlang dem Zahnkopf 13 angebrachte Nut eingelegt ist. Die Rückseite der Dichtleiste 21 steht über eine Bohrung 23 mit derjenigen Flanke 15 in Verbindung, die dem Druckbereich beim Eingriff mit dem Hohlrad zugewandt ist. Dadurch baut sich auf der Rückseite der Dichtleiste 21 ein Druck auf, der die Dichtleiste an den gegenüberliegenden Zahnkopf des Hohlrades andrückt. Am benachbarten Zahn in Fig. 7 ist das Dichtelement als T-Profil 22 ausgebildet. Auch dieses ist in eine entsprechende Längsnut eingelegt und steht über eine Bohrung 23 mit der dem Druckbereich zugewandten Zahnflanke 15 in Verbindung. Die Fig. 8 zeigt eine sinngemässe Anordnung einer kreisrunden Dichtleiste 21 oder eines T-Profiles 22 an den Zahnköpfen 14 des Hohlrades 6. Beide Ausführungsformen der Dichtleisten sind alternative Ausführungsbeispiele, die jedoch hier in denselben Figuren dargestellt sind. Zu erkennen sind in Fig. 8 ferner die Durchbrüche 17 zur Füllung des Innenraumes der Pumpe, wobei die Breite B des Hohlrades bzw. Ritzels mindestens so gross ist wie der Wälzkreisdurchmesser d_0 des Ritzels 5 (dargestellt in Fig. 1 und 2).

In Fig. 9 ist eine Pumpe ähnlich derjenigen nach Fig. 1 dargestellt. Der Saugbereich 7 ist dabei in axialer Richtung in die Gehäuseteile 2 und 3 hinein erweitert und als Saugtaschen 9 ausgebildet. Dadurch ist es möglich, sogar noch im axial äussersten Bereich der Verzahnung eine verbesserte Füllung zu erzielen. Dies ist dann vorteilhaft, wenn die Lagerung der Ritzelwelle 4 in den Gehäuseteilen 2 und 3 die Ausbildung solcher Saugtaschen 9 ohne Inkaufnahme einer vergrösserten Gesamtlänge L zulässt.

Mit diesen erfindungsgemässen Merkmalen ist eine Pumpe geschaffen, die bei gegebenen Aussenabmessungen ein höheres Fördervolumen aufweist als bekannte Pumpen bzw. bei vorgegebenem Fördervolumen mit kleineren Aussenabmessungen ausgeführt werden kann, ohne dass unzulässig hohe Strömungsgeschwindigkeiten in der Pumpe entstehen.

Patentansprüche

1. Sichellose Innenzahnradpumpe mit einem innenverzahnten Hohlrad (6) und einem mit dem Hohlrad kämmenden Ritzel (5), die in einem gemeinsamen Gehäuseteil (1) drehbar gelagert sind, dessen axiale Erstreckung der Breite (B) der Verzahnung (12) des Hohlrades (6) und Ritzels (5) entspricht und welches einen Sauganschluss (7) und einen Druckanschluss (10) aufweist, wobei das Hohlrad (6) radiale Durchbrüche (17) aufweist, die sich von der äusseren Mantelfläche (20) in die Lücken der Verzahnung (12) erstrecken, gekennzeichnet durch die Kombination der folgenden weiteren Merkmale:

- a) das Hohlrad (6) und das Ritzel (5) sind seitlich direkt durch benachbarte Gehäuseteile (2, 3) axial dichtend begrenzt und geführt;
- b) die Breite (B) der Verzahnung (12) des Ritzels (5) ist mindestens so gross wie der Wälzkreisdurchmesser (do) des Ritzels (5),
- c) die gesamte Querschnittsfläche aller durch das Hohlrad (6) führenden Durchbrüche (17, 18, 19) beträgt mindestens 20% der durch die Breite (B) und den Aussendurchmesser (D) des Hohlrades (6) bestimmten äusseren Mantelfläche (20);
- d) die gesamte Breite (b) aller radialen Durchbrüche (17) an einer einzigen Zahnücke des Hohlrades (6) beträgt zwischen 60 und 70% der Breite (B) der Verzahnung (12);
- e) die axiale und der Breite (B) der Verzahnung (12) entsprechenden Breite des Gehäuseteiles (1), welches die aktiven an der Bildung des Förderstromes beteiligten Zahnräder aufnimmt, beträgt mindestens 40% der gesamten axialen Länge (L) der Pumpe.

2. Pumpe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Verzahnung (12) des Hohlrades (6) und des Ritzels (5) als Evolventenverzahnung ausgebildet ist.

3. Pumpe nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass, das Hohlrad (6) einen Zahn mehr aufweist als das Ritzel (5).

4. Pumpe nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, dass die radialen Durchbrüche (17) bis in den Bereich der unbelasteten Flanken (16) am Hohlrad (6) reichen.

5. Pumpe nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, dass die radialen Durchbrüche (17) am Hohlrad (6) als nebeneinanderliegende Bohrungen (18) ausgebildet sind.

6. Pumpe nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, dass die radialen Durchbrüche (17) am Hohlrad (6) als langgestreckte Öffnungen (19) ausgebildet sind.

7. Pumpe nach einem der Ansprüche 5 oder 6, dadurch gekennzeichnet, dass die radialen Durchbrüche (17, 18, 19) entlang derselben Zahnücke in der Verzahnung (12) des Hohlrades (6) symmetrisch und mit gleichem axialen Abstand zueinander über die Breite (B) verteilt sind.

8. Pumpe nach einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, dass in jedem der Zahnköpfe (13, 14) eines der beiden Zahnräder, vorzugsweise des Ritzels (5), ein Dichtelement (21)

eingesetzt ist, das am gegenüberliegenden Zahnkopf gleiten kann.

9. Pumpe nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, dass das Dichtelement (21) aus profiliertem Kunststoff-Material besteht.

10. Pumpe nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, dass das Dichtelement (21) aus einem Kunststoff mit abtragbaren Eigenschaften zur Erleichterung der Einlaufphase besteht.

11. Pumpe nach einem der Ansprüche 8 bis 10, dadurch gekennzeichnet, dass das Dichtelement (21) als Rundprofil ausgebildet ist.

12. Pumpe nach einem der Ansprüche 8 bis 10, dadurch gekennzeichnet, dass das Dichtelement als Dichtleiste mit T-Profil (22) ausgebildet ist.

13. Pumpe nach einem der Ansprüche 8 bis 12, dadurch gekennzeichnet, dass jedes Dichtelement (21, 22) auf dessen dem Zahnkopf abgewandten Rückseite mit mindestens einem Verbindungskanal mit der der Druckseite der Pumpe zugewandten Zahnflanke in Verbindung steht.

14. Pumpe nach einem der Ansprüche 1 bis 13, dadurch gekennzeichnet, dass das Gehäuse (2, 3) im Bereich des Sauganschlusses (7) zusätzliche Saugtaschen (8) axial neben dem Hohlrad (6) aufweist.

15. Pumpe nach einem der Ansprüche 1 bis 14, gekennzeichnet durch zwei im wesentlichen identische Hohlräder (6a), die gemeinsam mit einem einzigen Ritzel in Eingriff stehen.

16. Pumpe nach Anspruch 15, dadurch gekennzeichnet, dass die beiden Hohlräder (6a) nebeneinander in drehfester Verbindung stehen.

17. Pumpe nach Anspruch 15 oder 16, dadurch gekennzeichnet, dass die der axialen Breite (B') der Verzahnung (12) zweier Hohlräder (6a) entsprechende Breite des Gehäuseteiles (1) mindestens 60% der gesamten axialen Länge (L) der Pumpe beträgt.

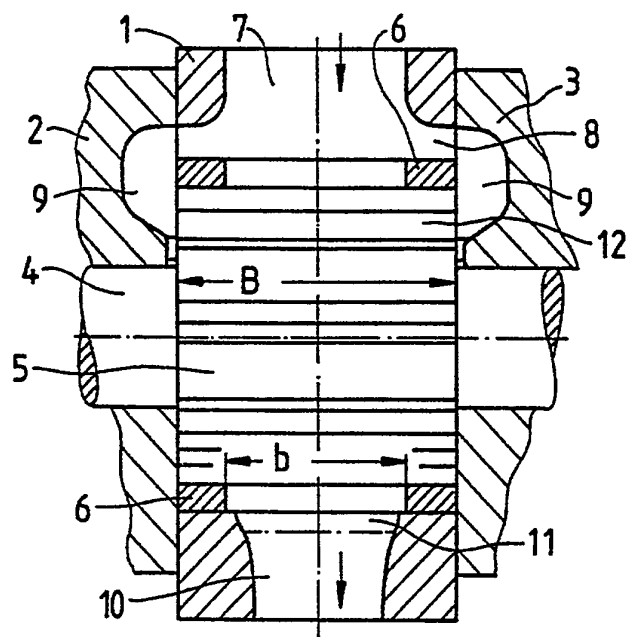


Fig.1

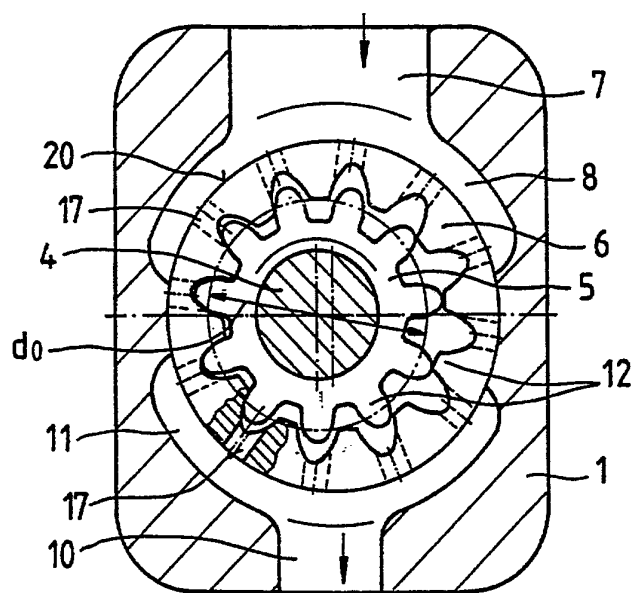


Fig.2

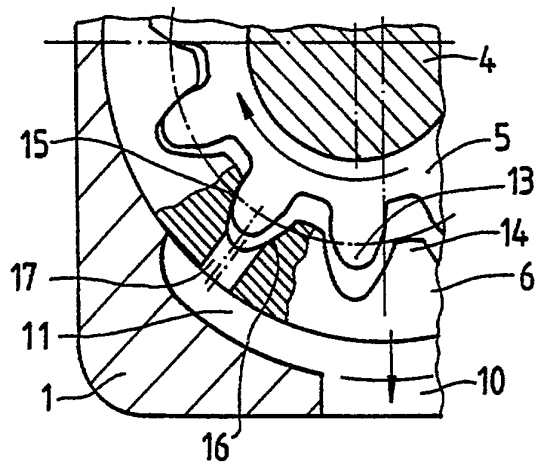
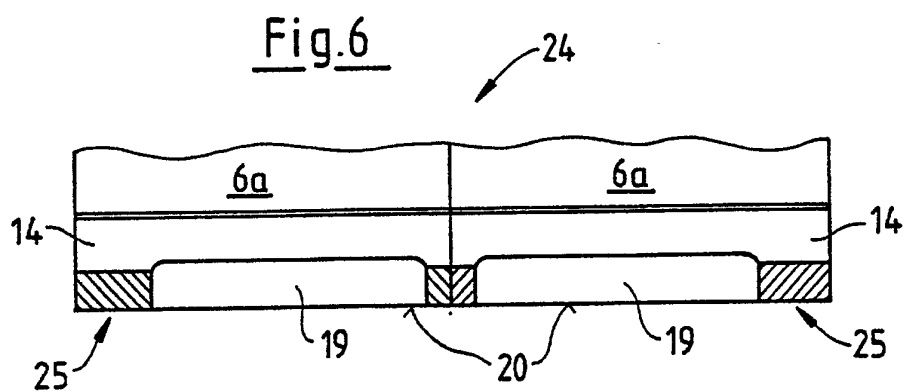
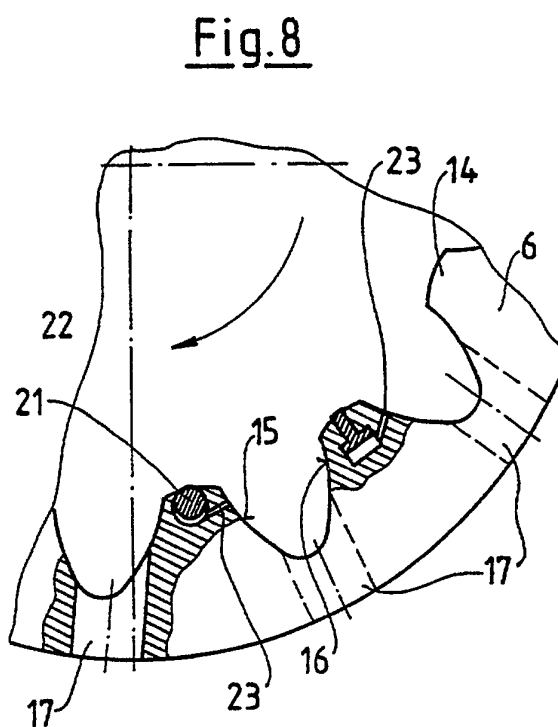
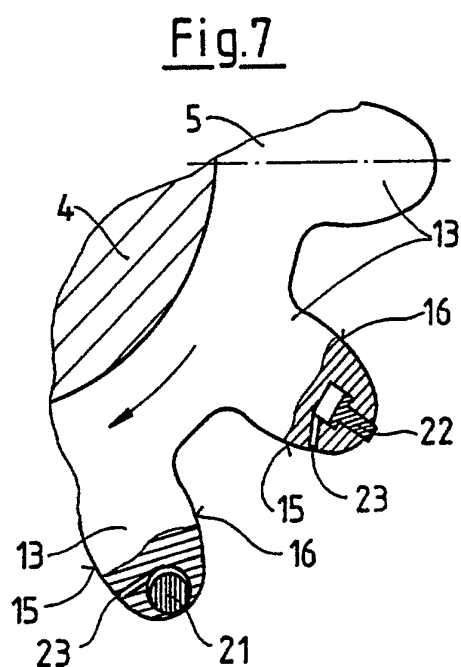
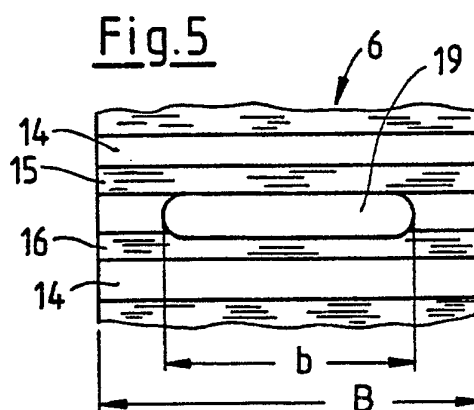
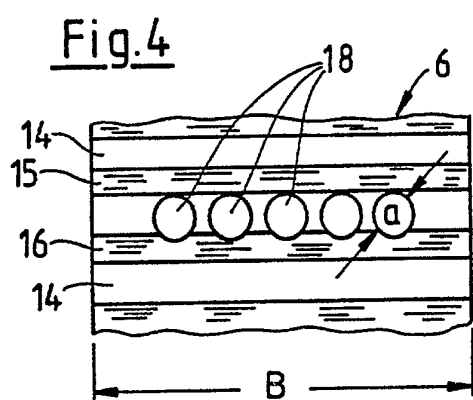


Fig.3



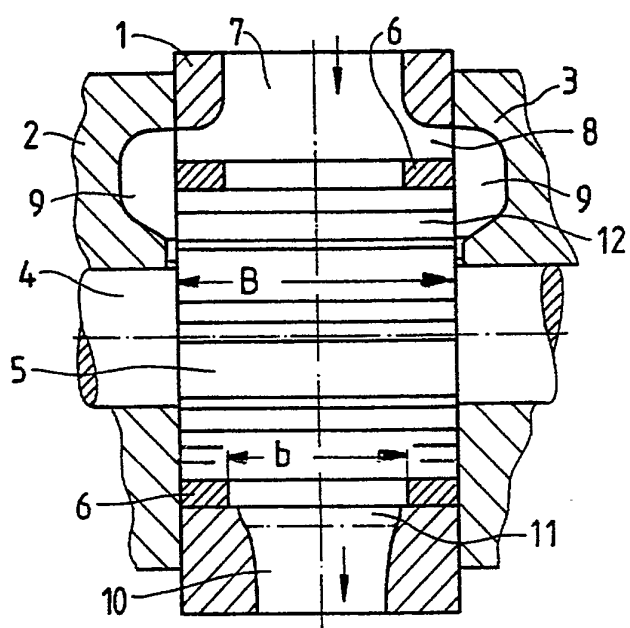


Fig. 9