

Beschreibung

Die Erfindung betrifft eine hydrostatische Kreiskolbenmaschine der im Oberbegriff des Anspruchs 1 angegebenen Gattung. Diese hydrostatischen Maschinen können sowohl als Hydropumpe, vorzugsweise jedoch als Hydromotor eingesetzt werden und sind besonders beliebt als langsam laufende "Torque-Motoren". Als Arbeitsfluid werden Flüssigkeiten und Gase verstanden. Ihr Vorzug liegt vor allem in einem relativ grossen Schluckvolumen pro Umdrehung und somit in einem relativ hohen Abtriebsdrehmoment. Ausführungen nach dem Oberbegriff haben den Vorteil, dass die Welle links und rechts des Verdrängerteils und des Steuerteils in gross dimensionierten Wälzlagern gelagert werden kann, so dass nicht nur eine für den Hydroteil genaue Wellenlagerung vorliegt, sondern auch ein grosser Lagerabstand verwirklicht ist, der am An- bzw. Abtriebswellenende - bedingt durch die grosse Hebelwirkung der Welle - grosse radiale Kräfte zulässt. Dadurch ist es möglich, bei diesen Maschinen nicht nur grosse Riemen- und Zahnkräfte für die Drehmomentein- bzw. ableitung zuzulassen, sondern man kann diese Maschinen auch als Antriebsnabe für hydrostatische Radantriebe benutzen.

Eine bekannte Maschine dieser Art (DE-A-1.703.573) besitzt eine sogenannte Gerotor-Verzahnung zwischen dem feststehenden Gehäuse und der Aussenverzahnung des Kreiskolbens. Diese Verzahnung arbeitet dort als Verdrängerteil. Der Kreiskolben besitzt in seinem inneren Bereich ebenfalls eine Gerotor-Verzahnung, wobei sein Innenläufer einstückig mit der An- bzw. Abtriebswelle verdrehfest verbunden ist. Bei dieser Maschine wird versucht, die Versorgung und Entsorgung der Verdrängerverzahnung über Steuerschlitze zu gewährleisten, die am Drehkolben selbst angeordnet sind. Aus konstruktiven und getriebekinematischen Gründen ist es erforderlich, dass die Exzentrizitäten beider Gerotor-Verzahnungen gleich sein müssen. Somit richtet sich die Zahnhöhe der Verdrängerverzahnung nach der Zahnhöhe der sehr viel kleineren Verzahnung auf der Welle, sodass die Förderfläche, d.h. das spezifische Volumen pro Umdrehung der Verdrängerverzahnung noch immer relativ klein ist. Auch sind die erzielbaren Strömungsquerschnitte durch die dort vorgesehene Kommutatorsteuerung ungünstig, so dass hohe Drosselverluste auftreten.

Es sind weiters Kreiskolbenmaschinen bekannt geworden, die gattungsmässige Unterschiede aufweisen, so die US-A-3.288.078, die eine einseitig gelagerte Abtriebswelle zeigt. Solche Lösungen scheiden für hohe Kraftübertragungen aus, da die betreffende Welle bzw. ihre Lager insbesondere aber die relativ feine Verzahnung zwischen Rotor

und Antriebswelle kaum geeignet ist, ausreichende Kräfte zu übertragen. Aus der US-A-3.658.449 ist eine hydrostatische Kreiskolbenmaschine bekannt geworden, die auch auf eine zweiseitig gelagerte zentrische Welle verzichtet und statt dessen als Kraftübertragungsglied eine Mitnehmer-Taumelwelle mit Zahnwellenprofil aufweist. Solche Anordnungen haben den Nachteil, dass sie durchmesser-mässig klein bauen müssen, daher auch nur relativ geringe Kräfte übertragen können und einem hohen Verschleiss unterliegen, zumal die Zahnprofile der Taumelwelle jeweils nur teilweise im Eingriff mit den gegengleichen Zahnprofilen sind.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine hydrostatische Kreiskolbenmaschine der angegebenen Gattung zu schaffen, bei der die oben erwähnten Nachteile nicht auftreten. Insbesondere soll das Schluckvolumen vergrössert und eine hydrostatische Kreiskolbenmaschine vorgeschlagen werden, bei der möglichst viele Teile mit höchst rationalen Verfahren hergestellt werden können, z.B. im Sinterverfahren. Auch soll die Anzahl der benötigten Teile möglichst klein sein. Gesintert werden vor allem die axial abformbaren Teile, z.B. das Steuergehäuse 38. Dies wird erfindungsgemäss durch die Kombination der Merkmale des Anspruchs 1 erreicht.

Zweckmässige Ausführungsformen werden durch die Merkmale der Unteransprüche definiert.

Gemäss der Erfindung erhält man nämlich in der Verdrängerverzahnung, die im folgenden als erste Innen- bzw. Aussenverzahnung bezeichnet ist, bei einer Zähnezahldifferenz von 1 die doppelte Zahnhöhe, wenn die zwischen dem Kreiskolben und der Welle vorgesehene Verzahnung, die im folgenden als zweite Innen- und Aussenverzahnung bezeichnet, eine höhere Zähnezahldifferenz aufweist als 1. Dieses dadurch erreichte wesentlich grössere Schluckvolumen der Verdrängerverzahnung erfordert jedoch eine zeitquerschnittsintensive Steuerung (in cm²/sec) des Zu- und Abflusses für das Arbeitsmedium, weshalb ein getrennter Drehkommutator vorgesehen werden muss. Da der Kreiskolben über sehr grosse Zahnkräfte sein Drehmoment an die Welle überträgt, muss diese Welle sehr stabil ausgeführt werden. Da diese dicke Welle durch den Drehkommutator hindurchgeführt werden muss, muss für den Antrieb desselben durch den Kreiskolben ein neuer Weg beschritten werden. Darin dürfte auch der Grund liegen, warum die Fachwelt bisher keine höhere Zähnezahldifferenz als möglich ansah.

Die Lösung dieser Aufgabe wird nunmehr in äusserst vorteilhafter Weise dadurch erreicht, dass die zweite Innen- und Aussenverzahnung eine Zähnezahldifferenz von mindestens 2 aufweist, und dass der Drehkommutator des Steuerteils mit dem Kreiskolben über ein Kreisbogengetriebe mit einem

Übersetzungsverhältnis von 1 : 1 gekoppelt ist. Gegenüber der Welle ist der Drehkommutator frei drehbar.

Als eine mögliche Zahnform zwischen dem Kreiskolben und der Welle eignet sich eine Innenverzahnung mit konkav ausgebildeten Zahnflanken, die Kreisbogenform besitzen und die Form der Zahnflanken der zweiten Aussenverzahnung auf der An- bzw. Abtriebswelle durch Abrollen auf der zweiten Innenverzahnung des Kreiskolbens bestimmen. Eine solche Innenverzahnung hat besonders kleine Gleitanteile, bedingt durch einen sehr kleinen Eingriffswinkel.

Man kann den Wirkungsgrad des Innengetriebes zwischen dem Kreiskolben und der Welle noch verbessern, indem die zweite Innenverzahnung (des Kreiskolbens) konvex kreisförmig ausgebildete Zahnflanken aufweist, die Form der Zahnflanken der zweiten Aussenverzahnung (der Welle) durch Abrollen auf der zweiten Innenverzahnung bestimmt ist und somit konkave Zahnform besitzt. Dadurch ist der kerbfreie Querschnitt des Drehkolbens auch grösser als bei der Variante mit konkaven Flanken an der zweiten Innenverzahnung, was eine höhere Stabilität ergibt oder eine schmalere Bauform erlaubt.

Eine einwandfreie Drehkommutatorsteuerung für die Versorgung und Entsorgung des Verdrängerteils hat zur Bedingung, wie dies allgemein bei solchen Maschinen bekannt ist, dass der Drehkommutator exakt die gleiche Drehzahl ausführt wie der Kreiskolben um seine eigene Achse. Da der Kreiskolben nicht nur eine Drehbewegung, sondern auch eine Exzenterbewegung ausführt, treten bei dieser 1:1 - Übersetzung konstruktive Schwierigkeiten auf. Bei der erfindungsgemässen Kreiskolbenmaschine wird diese 1:1-Übersetzung dadurch erreicht, dass der Drehkommutator zum Verdrängerteil gerichtete Getriebefortsätze aufweist, die unmittelbar mit der zweiten Innenverzahnung des Kreiskolbens kämmen. Die 1:1 Übersetzung entsteht dadurch, dass zwischen dem Drehkommutator und dem Kreiskolben ein Kreisbogengetriebe mit der Übersetzung 1:1 vorgesehen ist, bei welchem die vom Drehkommutator abragenden Getriebefortsätze als Zähne mit kreisbogenförmigen Zahnflanken ausgebildet sind - entlang eines Teilkreisumfangs gleichmässig verteilt - und in kreisbogenförmige Zähne des Kreiskolbens als zweite Innenverzahnung eingreifen, deren Radius um die Exzentrizität der Kreiskolbenmaschine kleiner ist als der Radius der kreisbogenförmigen Zahnflanken der Getriebefortsätze oder umgekehrt. Hohe Leistungen werden dabei nicht übertragen.

Umgekehrt muss die Verzahnung zwischen dem Kreiskolben und der Abtriebswelle zur Verlustminimierung unbedingt als rollende Verzahnung mit kleinsten Gleitanteilen ausgeführt werden. Da der

Drehkommutator jedoch praktisch momentenfrei arbeitet, kann für dessen Antrieb ein Getriebe mit verhältnismässig hohem Gleitanteil eingesetzt werden, wie dies bei dem Kreisbogengetriebe der Fall ist. Es kann z.B. eine Kopplung wie beim Cyclogetriebe vorgesehen sein. Im Rahmen der Erfindung gilt auch der Inhalt der CH-Patentanmeldung "Kreisbogengetriebe" vom selben Anmeldetag als offenbart. Bei einer Ausführung der zweiten Innenverzahnung mit konkaven Zähnen ist nun der 1 : 1 - Antrieb des Drehkommutators dadurch gegeben, dass die gleichmässig am Umfang verteilten Getriebefortsätze des Drehkommutators direkt in die zweite mit konkav kreisförmigen Zahnflanken ausgeführte Innenverzahnung des Kreiskolbens hineinragen und die Anzahl der Fortsätze gleich der Zähnezahl der zweiten Innenverzahnung ist, wobei die Form der Fortsätze nach den Richtlinien für ein Kreisbogengetriebe gemäss Anspruch 7 festgelegt ist und konvexe Zahnflanken aufweist. Für die konstante Drehwinkelübersetzung 1:1 vom Kreiskolben auf den Drehkommutator kann ein ausreichender Überdeckungsgrad erzielt werden.

Besitzt der Kreiskolben als zweite Innenverzahnung Zähne mit konvexen Zahnflanken, so erfolgt der Antrieb des Drehkommutators dann dadurch, dass die gleichmässig am Umfang verteilten Getriebefortsätze des Drehkommutators ebenfalls direkt in die mit konvex kreisförmigen Zahnflanken versehene zweite Innenverzahnung des Kreiskolbens hineinragen und die Anzahl der Fortsätze gleich der Zähnezahl der zweiten Innenverzahnung ist, wobei die Fortsätze wiederum nach den Richtlinien für ein Kreisbogengetriebe gemäss Anspruch 6 festgelegt sind und konkave Zahnflanken aufweisen.

Bei ähnlichen Kreiskolbenmaschinen, die zwar nicht dieser Gattung angehören, ist bekannt, dass der Drehkommutator über eine taumelnde Kardanwelle vom Kreiskolben angetrieben wird. Diese Lösung kann aber bei der erfindungsgemässen Maschine nicht übernommen werden, da im zentrischen Bereich der Maschine die Abtriebswelle durch den Drehkommutator hindurchgeführt ist. Zwar bestünde die Möglichkeit, dass im Bereich zwischen dem Drehkommutator des Steuerteils eine taumelnde Hohlwelle vorgesehen ist, die an ihren beiden Enden mit einer dritten bzw. vierten Aussenverzahnung versehen ist, die einerseits mit der zweiten Innenverzahnung des Kreiskolbens und andernfalls mit einer dritten Innenverzahnung des Drehkommutators kämmt. Diese Möglichkeit scheidet jedoch praktisch aus, da die durchgeführte An- bzw. Abtriebswelle in diesem Bereich sehr viel schwächer ausgeführt werden müsste, wodurch bei gleicher Dimensionierung unzulässige Durchbiegungen der Getriebewelle auftreten könnten.

Die Ausführungsform der Verdrängerverzahnung, in diesem Fall also die erste Innen- bzw. Aussenverzahnung, hat einen wesentlichen Einfluss auf den Wirkungsgrad der Maschine. Hierbei ist eine der Verlustquellen die Normalkraft, mit der die Zahnköpfe der ersten Aussenverzahnung auf die Zahnköpfe der zugehörigen Innenverzahnung gegeneinander gerückt werden. Diese Kopf-Zahnkraft ist umso kleiner, je kleiner der Eingriffswinkel der Verzahnung ist. Da diese Zahnköpfe aufeinander gleiten, treten dort Reibverlustleistungen auf, die auch gleichzeitig zu Verschleisserscheinungen führen können. Eine in der Praxis vielfach bewährte Ausführung ist dadurch gekennzeichnet, dass diese erste Innen- bzw. Aussenverzahnung eine Trochoidenverzahnung ist, wobei wie in anderem Zusammenhang beschrieben (siehe EP-PS 43899, die als im Rahmen dieser Beschreibung geoffenbart gilt) die Zähne der ersten Innenverzahnung angenähert Trapezform mit konvex gewölbten Flanken und Köpfen aufweisen, und dass der Wälzkreis der ersten Innenverzahnung ausserhalb des Kreises um den Mittelpunkt der ersten Innenverzahnung durch das untere Drittel der Zahnhöhe der ersten Innenverzahnung verläuft.

Bei hohen Drehzahlen dieser hydrostatischen Kreiskolbenmaschinen hat sich auch eine Ausführung bewährt, bei der die Zähne der ersten Innenverzahnung durch in dem Gehäuse drehbar gelagerte Rollen gebildet werden. Diese werden mit einem gewissen Gleitlagerlaufspiel im Gehäuse gelagert, so dass durch das Arbeitsfluid zwischen der Rolle und dem Gehäuse ein hydrodynamisches Gleitlager entsteht.

Bei der der Erfindung zugrundeliegenden Gattung der Kreiskolbenmaschinen besitzt der Kreiskolben Ringform. Die hydrostatische Kraft wirkt auf seinen halben Aussenumfang und hat das Bestreben, diesen ringförmigen Körper zu einem Oval zu verformen. Diese Verformung darf nicht grösser sein, als es das Zahnspiel der ersten Innenverzahnung zulässt, wenn sich der Kreiskolben noch frei in der Gehäuseinnenverzahnung drehen soll. Wird diese Ovalverformung zu gross, dann klemmt der Kreiskolben mit der Folge schlechten Wirkungsgrades und hohen Verschleisses der Maschine. Aus diesem Grunde muss die Verformungssteifigkeit des Kreiskolbens optimiert sein. Dies wird dann erreicht, wenn die Innenverzahnung des Kreiskolbens dieselbe Zähnezahl aufweist wie dessen Aussenverzahnung und wenn der Kreiskolben aus einem Material mit grossem Elastizitätsmodul hergestellt ist.

Weitere vorteilhafte Ausführungsmöglichkeiten für eine rationelle Herstellung der erfindungsgemässen Maschine sind in den Unteransprüchen beschrieben.

Die Erfindung wird im folgenden anhand von Ausführungsbeispielen unter Bezugnahme auf die beiliegenden, schematischen Zeichnungen näher erläutert. Es zeigen:

- 5 Fig.1 einen Längsschnitt durch eine Ausführungsform einer hydrostatischen Kreiskolbenmaschine, wobei der besseren Anschaulichkeit wegen lediglich die Längsverstiftung, nicht jedoch die Längverschraubung dargestellt ist;
- 10 Fig.2 einen Querschnitt entlang der Schnittlinie A-A von Fig.1, wobei die Innenverzahnung des Kreiskolbens konkave Zahnflanken aufweist;
- 15 Fig.3 einen gleichen Querschnitt, wobei die Innenverzahnung des Kreiskolbens konvexe Zahnflankenform besitzt;
- 20 Fig.4 einen Querschnitt entlang der Schnittlinie B-B von Fig.1, wobei die Innenverzahnung des Kreiskolbens wie in Fig.2 konkave Zahnflanken aufweist;
- 25 Fig.5 einen gleichen Querschnitt, wobei die Innenverzahnung des Kreiskolbens konvexe Zahnflankenform besitzt;
- 30 Fig.6 einen Querschnitt entlang der Schnittlinie A-A von Fig.1, wobei die Innenverzahnung der Verdrängerverzahnung im Gehäuse durch Zylinderrollen gebildet wird;
- 35 Fig.7 einen Querschnitt entlang der Schnittlinie C-C von Fig.1; und
- 40 Fig.8 eine Variante mit mittig angeordnetem Steuerteil.

Die in den Figuren ersichtliche Kreiskolbenmaschine 101 weist neben der im Längsschnitt nicht gezeigten Längverschraubung eine An- bzw. Abtriebswelle 9 auf, die in zwei Kegelrollenlagern 10 links und rechts des Hydraulikteils stabil gelagert ist. Die Maschine ist durch einen Wellendichtring 50 nach aussen leckfrei abgedichtet, wobei die zur Druckentlastung der Dichtung dienenden Leckölleitungen und Leckölrückführungen in den Niederdruckbereich der Übersichtlichkeit wegen nicht dargestellt sind. Die Welle 9 ist mit einer kräftigen, das An- bzw. Abtriebsdrehmoment übertragenden Aussenverzahnung 8 (8a mit konvexen und 8b mit konkaven Zahnflanken 28a bzw 28b) versehen, die mit der Innenverzahnung 7 (7a mit konkaven und 7b mit konvexen Zahnflanken 29a bzw 29b) des Kreiskolbens 5 kämmt. Dieser kreist mit der Exzentrizität e um die Welle 9 und, da die Welle coaxial zur Gehäuseinnenverzahnung 4 gelagert ist, auch innerhalb des Gehäuses 3. Es muss somit die konstruktive Forderung erfüllt sein, dass der Achsabstand des Zahnradinnengetriebes zwischen Welle 9 und Kreiskolben 5 gleich dem Achsabstand des Innengetriebes zwischen Kreiskolben 5 und Gehäuse 3 sein muss. Die Maschine weist ferner

einen trommelförmigen Drehkommutator 11 auf, der druckdicht, jedoch mit Laufspiel versehen im Steuerteil 2 gelagert ist. Er besitzt radial nach aussen offene Steuerschlitze 12 und 13, die wechselweise axial versetzt und gleichmässig am Umfang verteilt sind. Die Steuerschlitze stehen sowohl über Umfangsnuten 15 und 16 als auch über Innennuten 17 und 18 mit den Anschlüssen 19 und 20 für das Fördermedium in Verbindung. Die Wirkungsweise eines solchen Drehkommutators zur Steuerung z.B. einer gattungsgemässen Kreiskolbenmaschine ist dem einschlägigen Fachmann bekannt (vgl. OMM Hydromotor der Fa. Danfoss) und muss deshalb nicht näher erläutert werden. Der Drehkommutator beliefert und entsorgt den Verdrängerteil 1 über die radialen Steuerkanäle 21 und 22 und über die axialen Kanäle 23 mit Druckmedien.

Wie aus den Fig.2 bis 6 erkennbar, münden die Kanäle 23 in die Zahnlückenräume 26 der Gehäuseinnenverzahnung 4, die in bekannter Weise zusammen mit der zugehörigen Aussenverzahnung 6 des Kreiskolbens 5 die Arbeitsräume der hydrostatischen Maschine bilden. Auch die Wirkungsweise dieser bekannter Innenzahnradpumpen oder -motoren ist dem Fachmann bekannt und muss nicht weiters erläutert werden. Bei richtiger Steuerung des Zu- und Abflusses des Arbeitsmediums aus den Arbeitsräumen 26a und 26b durch den Drehkommutator 11 sind beispielsweise alle links der Achsabstandlinie 40 liegenden Arbeitsräume 26a mit dem Zulauf 19, alle rechts davon liegenden Arbeitsräume 26b mit dem Abfluss 20 in Verbindung. Wenn nun, wie im Falle eines Hydromotors, der Zulauf 19 unter hohem Pumpendruck, der Ablauf 20 etwa unter Atmosphärendruck steht, dann wird der Kreiskolben 5 mit hohem Drehmoment um den Eingriffspunkt 27 der Gehäuseverzahnung 4 im Beispiel der Fig.2 bis 6 im Uhrzeigersinn gedreht. Die Grösse und die Gleichförmigkeit dieses Drehmomentes hängt entscheidend von der Zähnezahl und vom Teilkreisdurchmesser der Aussenverzahnung des Kreiskolbens ab. Daraus leitet sich ein linearer Zusammenhang zwischen dem Schluckvolumen der Maschine pro Umdrehung des Kreiskolbens um seine eigene Achse und dessen Drehmoment ab. Grosse Zähnezahl und grosse Exzentrizität e ergeben somit eine hohe Leistung der Maschine bei gegebenem Bauraum.

Der Kreiskolben 5 gibt nun sein Drehmoment in Form einer grossen Zahnkraft im Eingriffspunkt 44 zwischen seiner Innenverzahnung 7 und der Aussenverzahnung 8 der Welle auf die Abtriebswelle 9 ab.

Der Wirkungsgrad dieser Kraftübertragung zwischen dem Kreiskolben und der Welle wird vom Eingriffswinkel der engagierten Verzahnungen beeinflusst. Die Verzahnung gemäss Fig.3 ist derjeni-

gen der Fig.2 um ca. 4% überlegen, sofern sie konstruktiv optimiert ist. Diese Optimierung muss am Reissbrett und gleichzeitig rechnerisch erfolgen, was hier im Einzelnen nicht dargelegt werden muss und einem Fachmann bekannt ist.

Wichtig für das erfolgreiche Arbeiten einer solchen Kreiskolbenmaschine ist eine biegesteife Welle 9, weshalb angestrebt werden muss, dass die auf ihr bevorzugt einstückig aufgesetzte Aussenverzahnung 8 möglichst grossen Durchmesser besitzt. Gleichzeitig soll jedoch auch der Kreiskolben 5 möglichst steif ausgebildet sein. Besonders aus Fig.6 kann man erkennen, dass es vorteilhaft ist, wenn die Innenverzahnung des Kreiskolbens 5 gleiche Zähnezahl aufweist wie dessen Aussenverzahnung 6.

Wie man insbesondere in Fig.1 erkennen kann, bleibt für den 1:1-Antrieb des Drehkommutators 11 durch den Kreiskolben 5 wenig Platz übrig. Bei der Kreiskolbenmaschine gemäss der Erfindung ist für die Lösung dieser Aufgabe ein völlig neuer Weg beschritten worden, wie man dies besonders deutlich in Fig.4 erkennen kann. Wählt man für die Innenzahnflanken 29a des Kreiskolbens 5 eine Kreisbogenform, dann lässt sich auch für eine 1:1-Übersetzung zwischen Kreiskolben 5 und Drehkommutator 11 ein dazu passender Kreisbogenzahn 30 (mit einer konvexen Zahnflanke 30a) finden. Die aktiven Eingriffspunkte sind mit den Ziffern 31 und 32 bezeichnet. Die Vorschrift für die Berechnung und Konstruktion dieser 1:1-Verzahnung kann der Patentschrift (CH-Patentgesuch "Kreisbogengetriebe" vom selben Anmeldetag) bzw. den Merkmalen des Anspruches 5 entnommen werden. Die als Zähne ausgebildeten Fortsätze 14 mit der kreisbogenförmigen Zahnflanke 30a können einstückig mit dem Drehkommutator 11 beispielsweise im Sinterverfahren hergestellt werden. Da der Drehkommutator keine Leistung verbraucht, ist die Zahnbelastung hier praktisch Null.

Fig.5 zeigt eine solche Kreisbogenverzahnung zwischen dem Kreiskolben 5 und dem Drehkommutator 11, bei der die Zahnform 29b konvex ist. Die Regeln zur Konstruktion und Berechnung der Gegenzahnflanke 30b sind gleich. Hierbei erhält man wesentlich stabilere zahnförmige Fortsätze 14b am Drehkommutator 11.

Eine Maschine mit sehr hoher und bewährter Verschleissfestigkeit ist in Fig. 6 dargestellt, bei der die Innenverzahnung 4 des Gehäuses aus drehbaren, gehärteten und geschliffenen Rollen 34 hergestellt wird. Hier besteht die Möglichkeit, dass sich die Rollen 34 auf einem Ölfilm im Spalt 35 zwischen Rolle und Gehäuse hydrodynamisch gelagert abstützen, so dass der Wirkungsgrad dieser Verdrängerverzahnung verbessert wird. Der Herstellungsaufwand ist natürlich entsprechend höher, da der Schmierfilm nur wenige Mikrometer dick

sein darf, so dass die Gehäuse-Innenform entsprechend exakt sein muss.

In Fig.7 kann man die Anordnung der radialen Schlitze 12 und 13 des Drehkommutators 11 erkennen, ebenso die Anordnung der Kanäle 21 und 22 und der zylindrischen Kanäle 23 im Querschnitt. Hier erkennt man auch die Schrauben 36 für die Längsverschraubung der Maschine und die Schrauben 37 zum getrennten Verschrauben des Steuergehäuses 38 mit dem Anschlussgehäuse 39.

Die in Fig.8 im Schnitt dargestellte Variante zeigt den Steuerteil 2a mit den Anschlüssen 19a,20a dem Abtriebsende der Welle 9 näher als bei der Variante nach Fig.1. Dadurch ist eine radiale Anspiesung möglich, und die radialen Lagerkräfte für die Lager 10 sind noch besser verteilt. Es ergeben sich daraus weiters weniger Durchströmdrosselverluste bei hoher Drehzahl, weil keine starken Wegkrümmungen vorhanden sind; längere Abdichtstrecken "L" am Kommutator und dadurch ein besserer volumetrischer Wirkungsgrad bei gleicher Baulänge wie Fig.1; leichtere Montierbarkeit und eine marktkonformere Anordnung der Anschlüsse. Die weiteren Bauteile entsprechen denen der anderen Figuren und sind daher nicht näher bezeichnet.

Die in der Zeichnung dargestellten Ausführungsformen sollen lediglich Beispiele für eine erfindungsgemässe Kreiskolbenmaschine geben. So ist es auch denkbar, dass der Drehkommutator nicht radial, sondern axial durchströmt sein kann, wie dies in einigen Fällen bevorzugt wird. Ebenso können die Zu- und Abflussanschlüsse - wie oft bevorzugt - nicht axial, sondern radial angeordnet sein.

Patentansprüche

1. Hydrostatische Kreiskolbenmaschine mit einem als An- bzw. Abtriebsteil wirkenden Verdrängerteil (1) und einem zur Versorgung und Entsorgung des Verdrängerteils (1) mit Arbeitsfluid dienenden; daneben liegenden Steuerteil (2), wobei der Verdrängerteil (1) ein erstes starres Gehäuse (3) mit einer ersten Innenverzahnung (4) aufweist, die mit einem drehbaren, exzentrisch angeordneten Kreiskolben (5) mit einer ersten Aussenverzahnung (6) zusammenwirkt, welcher Kreiskolben (5) eine zweite Innenverzahnung (7) aufweist, die mit einer zweiten Aussenverzahnung (8) an einer zentrisch gelagerten Welle (9) kämmt, die zumindest auch den Steuerteil (2) durchsetzt und beidseitig gelagert ist, wobei zwischen der ersten Innen- und Aussenverzahnung (4,6) eine Zähnezahldifferenz von 1 herrscht, dadurch gekennzeichnet, dass die zweite Innen- und Aussenverzahnung (7,8) eine Zähnezahldifferenz von mindestens 2 - die Aussenverzahnung

(6,8) ist jeweils diejenige mit der geringeren Zähnezahl - aufweisen, und dass ein Drehkommutator (11) des Steuerteils (2) mit dem Kreiskolben (5) über ein Kreisbogengetriebe (28,29) mit einem Übersetzungsverhältnis von 1 : 1 gekoppelt ist.

2. Hydrostatische Kreiskolbenmaschine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die zweite Innenverzahnung (7a) konkav ausgebildete Zahnflanken (29a) aufweist, die insbesondere Kreisbogenform besitzen, und dass die Form der Zahnflanken (28) der zweiten Aussenverzahnung (8a) auf der An- bzw. Abtriebswelle (9) für das Abrollen auf der zweiten Innenverzahnung (7a) des Kreiskolbens (5a) bestimmt ist. (Fig.2)

3. Hydrostatische Kreiskolbenmaschine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die zweite Innenverzahnung (7b) konvexe, insbesondere kreisbogenförmig ausgebildete, Zahnflanken (29b) aufweist, und dass die Form der Zahnflanken (28b) der zweiten Aussenverzahnung (8b) der Welle (9) für das Abrollen auf der zweiten Innenverzahnung (7b) bestimmt ist. (Fig.3)

4. Hydrostatische Kreiskolbenmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, dass der Drehkommutator (11) zum Verdrängerteil (1) gerichtete Getriebefortsätze (14a;b) aufweist, die unmittelbar mit der zweiten Innenverzahnung (7) des Kreiskolbens (5) kämmen. (Fig.1,4)

5. Hydrostatische Kreiskolbenmaschine nach einem der Ansprüche 2 bis 4, dadurch gekennzeichnet, dass vom Drehkommutator abragende Getriebefortsätze (14a;b) als - entlang eines Teilkreisumfanges gleichmässig verteilte - Zähne mit - vorzugsweise kreisbogenförmigen - Zahnflanken (30) ausgebildet sind, die in die zweite Innenverzahnung (7a;b) eingreifen, wobei deren Radius um die Exzentrizität (e) der Kreiskolbenmaschine kleiner ist, als der Radius der - vorzugsweise kreisbogenförmigen - Zahnflanken (30a;b) der Getriebefortsätze (14a;b) oder umgekehrt. (Fig.4;5)

6. Hydrostatische Kreiskolbenmaschine nach Anspruch 2 oder 5, dadurch gekennzeichnet, dass die Anzahl der Getriebefortsätze (14a) gleich der Zähnezahl der zweiten Innenverzahnung (7a) ist, wobei die Getriebefortsätze (14a) konkave Zahnflanken (30a) aufweisen. (Fig.4)



sein darf, so dass die Gehäuse-Innenform entsprechend exakt sein muss.

In Fig.7 kann man die Anordnung der radialen Schlitze 12 und 13 des Drehkommutators 11 erkennen, ebenso die Anordnung der Kanäle 21 und 22 und der zylindrischen Kanäle 23 im Querschnitt. Hier erkennt man auch die Schrauben 36 für die Längsverschraubung der Maschine und die Schrauben 37 zum getrennten Verschrauben des Steuergehäuses 38 mit dem Anschlussgehäuse 39.

Die in Fig.8 im Schnitt dargestellte Variante zeigt den Steuerteil 2a mit den Anschlüssen 19a,20a dem Abtriebsende der Welle 9 näher als bei der Variante nach Fig.1. Dadurch ist eine radiale Anspiesung möglich, und die radialen Lagerkräfte für die Lager 10 sind noch besser verteilt. Es ergeben sich daraus weiters weniger Durchströmungsverluste bei hoher Drehzahl, weil keine starken Wegkrümmungen vorhanden sind; längere Abdichtstrecken "L" am Kommutator und dadurch ein besserer volumetrischer Wirkungsgrad bei gleicher Baulänge wie Fig.1; leichtere Montierbarkeit und eine marktkonformere Anordnung der Anschlüsse. Die weiteren Bauteile entsprechen denen der anderen Figuren und sind daher nicht näher bezeichnet.

Die in der Zeichnung dargestellten Ausführungsformen sollen lediglich Beispiele für eine erfindungsgemässe Kreiskolbenmaschine geben. So ist es auch denkbar, dass der Drehkommutator nicht radial, sondern axial durchströmt sein kann, wie dies in einigen Fällen bevorzugt wird. Ebenso können die Zu- und Abflussanschlüsse - wie oft bevorzugt - nicht axial, sondern radial angeordnet sein.

Patentansprüche

Hydrostatische Kreiskolbenmaschine mit einem als An- bzw. Abtriebsteil wirkenden Verdrängerteil (1) und einem zur Versorgung und Entsorgung des Verdrängerteils (1) mit Arbeitsfluid dienenden, daneben liegenden Steuerteil (2), wobei der Verdrängerteil (1) ein erstes starres Gehäuse (3) mit einer ersten Innenverzahnung (4) aufweist, die mit einem drehbaren, exzentrisch angeordneten Kreiskolben (5) mit einer ersten Aussenverzahnung (6) zusammenwirkt, welcher Kreiskolben (5) eine zweite Innenverzahnung (7) aufweist, die mit einer zweiten Aussenverzahnung (8) an einer zentrisch gelagerten Welle (9) kämmt, die zumindest auch den Steuerteil (2) durchsetzt und beidseitig gelagert ist, wobei zwischen der ersten Innen- und Aussenverzahnung (4,6) eine Zähnezahldifferenz von 1 herrscht, dadurch gekennzeichnet, dass die zweite Innen- und Aussenverzahnung (7,8) eine Zähnezahldifferenz von mindestens 2 - die Aussenverzahnung

(6,8) ist jeweils diejenige mit der geringeren Zähnezahl - aufweisen, und dass ein Drehkommutator (11) des Steuerteils (2) mit dem Kreiskolben (5) über ein Kreisbogengetriebe (28,29) mit einem Übersetzungsverhältnis von 1 : 1 gekoppelt ist.

2. Hydrostatische Kreiskolbenmaschine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die zweite Innenverzahnung (7a) konkav ausgebildete Zahnflanken (29a) aufweist, die insbesondere Kreisbogenform besitzen, und dass die Form der Zahnflanken (28) der zweiten Aussenverzahnung (8a) auf der An- bzw. Abtriebswelle (9) für das Abrollen auf der zweiten Innenverzahnung (7a) des Kreiskolbens (5a) bestimmt ist. (Fig.2)
3. Hydrostatische Kreiskolbenmaschine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die zweite Innenverzahnung (7b) konvexe, insbesondere kreisbogenförmig ausgebildete, Zahnflanken (29b) aufweist, und dass die Form der Zahnflanken (28b) der zweiten Aussenverzahnung (8b) der Welle (9) für das Abrollen auf der zweiten Innenverzahnung (7b) bestimmt ist. (Fig.3)
4. Hydrostatische Kreiskolbenmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, dass der Drehkommutator (11) zum Verdrängerteil (1) gerichtete Getriebefortsätze (14a;b) aufweist, die unmittelbar mit der zweiten Innenverzahnung (7) des Kreiskolbens (5) kämmen. (Fig.1,4)
5. Hydrostatische Kreiskolbenmaschine nach einem der Ansprüche 2 bis 4, dadurch gekennzeichnet, dass vom Drehkommutator abragende Getriebefortsätze (14a;b) als - entlang eines Teilkreisumfanges gleichmässig verteilte - Zähne mit - vorzugsweise kreisbogenförmigen - Zahnflanken (30) ausgebildet sind, die in die zweite Innenverzahnung (7a;b) eingreifen, wobei deren Radius um die Exzentrizität (e) der Kreiskolbenmaschine kleiner ist, als der Radius der - vorzugsweise kreisbogenförmigen - Zahnflanken (30a;b) der Getriebefortsätze (14a;b) oder umgekehrt. (Fig.4;5)
6. Hydrostatische Kreiskolbenmaschine nach Anspruch 2 oder 5, dadurch gekennzeichnet, dass die Anzahl der Getriebefortsätze (14a) gleich der Zähnezahl der zweiten Innenverzahnung (7a) ist, wobei die Getriebefortsätze (14a) konkave Zahnflanken (30a) aufweisen. (Fig.4)



7. Hydrostatische Kreiskolbenmaschine nach Anspruch 3 oder 5, dadurch gekennzeichnet, dass die Anzahl der Getriebefortsätze (14b) gleich der Zähnezahzahl der zweiten Innenverzahnung (7b) ist, wobei die Getriebefortsätze (14b) konvexe Zahnflanken (30b) aufweisen. (Fig.5) 5
8. Hydrostatische Kreiskolbenmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, dass die erste Innen- bzw. Aussenverzahnung (4,6) eine Trochoidenverzahnung ist, wobei jeder Zahn (25) der ersten Innenverzahnung (4) annähernd Trapezform mit konvex gewölbten Flanken und Köpfen aufweist, und dass der Wälzkreis (41) der ersten Innenverzahnung (4) ausserhalb des Kreises (42) um den Teilkreismittelpunkt (43) der ersten Innenverzahnung (4) durch das untere Drittel ihrer Zahnhöhe verläuft. (Fig.2) 10 15 20
9. Hydrostatische Kreiskolbenmaschine nach einem der vorhergehenden Ansprüche, gekennzeichnet durch wenigstens eines der folgenden Merkmale:
 - a) der Kreiskolben (5), vorzugsweise aber auch das diesen aufnehmende erste Gehäuse (3), und der Drehkommutator (11) sowie gegebenenfalls die Steuerscheibe (36) und das zweite Gehäuse (19) sind aus einem gesinterten Metall und/oder Keramikpulver aufgebaut; 25 30
 - b) die Innenverzahnung (7a;b) des Kreiskolbens (5) weist dieselbe Zähnezahzahl auf wie dessen Aussenverzahnung (6a;b);
 - c) die Zähne der ersten Innenverzahnung (4) sind durch in dem Gehäuse (3) drehbar gelagerte Rollen (34) gebildet. 35
10. Hydrostatische Kreiskolbenmaschine nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass im Bereich des Drehkommutators der Steuerteil (2) in ein Steuergehäuse (38) und ein Anschlussgehäuse (39) koaxial geteilt und druckdicht verschraubt ist, wobei das Anschlussgehäuse (39) vorzugsweise ein Lager (51) für die Welle (9) aufnimmt. 40 45
11. Hydrostatische Kreiskolbenmaschine nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der die Leistung Übertragende Wellenein- bzw. ausgang (13) dem Verdrängerteil (1) näher liegt als dem Steuerteil (2). (Fig.8) 50

Claims

1. A hydrostatic rotary piston machine having a displacement part, acting as a driven part or 55

output part, and an adjacent control part which serves for supplying the displacement part with operating fluid and removing the latter from the said displacement part, the displacement part having a first rigid housing with a first inner tooth system which interacts with a rotatable, eccentrically arranged rotary piston having a first outer tooth system, which rotary piston has a second inner tooth system which intermeshes with a second outer tooth system on a centrally mounted shaft which also passes at least through the control part and is mounted at both ends, the difference between the number of teeth of the first inner tooth system and outer tooth system being 1, wherein the second inner tooth system and outer tooth system have a difference of at least two in the number of teeth - the outer tooth system in each case being that with the smaller number of teeth - and a rotary commutator of the control part being coupled to the rotary piston via an arc gear having a transmission ratio of 1 : 1.

2. A hydrostatic rotary piston machine as claimed in claim 1, wherein the second inner tooth system has concave tooth flanks which are in particular round, and the shape of the tooth flanks of the second outer tooth system on the driven shaft or output shaft is determined for rolling on the second inner tooth system of the rotary piston. (Fig. 2)

3. A hydrostatic rotary piston machine as claimed in claim 1, wherein the second inner tooth system has convex, in particular round, tooth flanks, and the shape of the tooth flanks of the second outer tooth system of the shaft is determined for rolling on the second inner tooth system. (Fig. 3)

4. A hydrostatic rotary piston machine as claimed in any of claims 1 to 3, wherein the rotary commutator has gear extensions which point toward the displacement part and intermesh directly with the second inner tooth system of the rotary piston. (Fig. 1, 4)

5. A hydrostatic rotary piston machine as claimed in any of claims 2 to 4, wherein the gear extensions projecting from the rotary commutator are in the form of teeth which are distributed uniformly along an arc, have round tooth flanks and engage the second inner tooth system, the radius of which is smaller, by a factor corresponding to the eccentricity of the rotary piston machine, than the radius of the preferably round tooth flanks of the gear extensions, or vice versa. (Fig. 4,5)



6. A hydrostatic rotary piston machine as claimed in claim 2 or 5, wherein the number of gear extensions is equal to the number of teeth of the second inner tooth system, the gear extensions having concave tooth flanks. (Fig. 4) 5
7. A hydrostatic rotary piston machine as claimed in claim 3 or 5, wherein the number of gear extensions is equal to the number of teeth of the second inner tooth system, the gear extensions having convex tooth flanks. (Fig. 5) 10
8. A hydrostatic rotary piston machine as claimed in any of claims 1 to 7, wherein the first inner or outer tooth system is a trochoidal tooth system, each tooth of the first inner tooth system having an approximately trapezoidal shape with convex flanks and tips, and the pitch circle of the first inner tooth system runs outside the circle about the arc centerpoint of the first inner tooth system through the lower third of its tooth height. (Fig. 2) 15 20
9. A hydrostatic rotary piston machine as claimed in any of the preceding claims, which comprises one or more of the following features: 25
 - a) The rotary piston, but preferably also the first housing holding this piston, and the rotary commutator and, if required, the control disk and the second housing are made of a sintered metal and/or ceramic powder; 30
 - b) the inner tooth system of the rotary piston has the same number of teeth as its outer tooth system, and
 - c) the teeth of the first inner tooth system are formed by rollers rotatably mounted in the housing. 35
10. A hydrostatic rotary piston machine as claimed in any of the preceding claims, wherein, in the region of the rotary commutator, the control part is divided coaxially into a control housing and a connection housing and has a pressure-tight screw union, the connection housing preferably holding a bearing for the shaft. 40 45
11. A hydrostatic rotary piston machine as claimed in any of the preceding claims, wherein the shaft input or output transmitting the power is closer to the displacement part than to the control part. (Fig. 8) 50

Revendications

1. Machine hydraulique à piston rotatif comprenant une partie de refoulement (1) qui agit comme un élément menant ou un élément mené, respectivement, et une partie de com- 55

mande (2) qui est située à côté d'elle et qui sert à alimenter la partie de refoulement (1) en fluide moteur et à en évacuer celui-ci, cependant que la partie de refoulement (1) comporte un premier carter fixe (3) présentant une première denture intérieure (4) qui coopère avec un piston rotatif circulaire (5) monté d'une manière excentrée et pourvu d'une première denture extérieure (6), lequel piston rotatif (5) présente une deuxième denture intérieure (7) qui engrène avec une deuxième denture extérieure (8) ménagée sur un arbre (9) qui est monté d'une manière centrée, qui traverse également du moins la partie de commande (2) et qui est monté sur des paliers des deux côtés, et qu'il existe une différence entre le nombre des dents des premières dentures intérieure et extérieure (4, 6) qui est égale à 1, caractérisée par le fait que les deuxièmes dentures intérieure et extérieure (7, 8) présentent une différence entre le nombre de leurs dents qui est au moins égale à 2 - la denture extérieure (6, 8) étant à chaque fois celle dont le nombre des dents est le plus faible -, et par le fait qu'un collecteur tournant (11) de la partie de commande (2) est accouplé au piston rotatif (5) par l'intermédiaire d'un engrenage à dents en ogive (28, 29) dont le rapport de transmission est égal à 1/1.

2. Machine hydraulique à piston rotatif selon la revendication 1, caractérisée par le fait que la deuxième denture intérieure (7a) présente des flancs de dents (29a) dont la conformation est concave et qui présentent en particulier une forme en arc de cercle, et par le fait que la forme des flancs de dents (28a) de la deuxième denture extérieure (8a) ménagée sur l'arbre (9), respectivement menant ou mené, est déterminée en vue de leur roulement sur la deuxième denture intérieure (7a) du piston rotatif (5a) (figure 2).
3. Machine hydraulique à piston rotatif selon la revendication 1, caractérisée par le fait que la deuxième denture intérieure (7b) présente des flancs de dents (29b) dont la conformation est convexe et qui présentent en particulier une forme en arc de cercle, et par le fait que la forme des flancs de dents (28b) de la deuxième denture extérieure (8b) ménagée sur l'arbre (9) est déterminée en vue de leur roulement sur la deuxième denture intérieure (7b) (figure 3).
4. Machine hydraulique à piston rotatif selon l'une des revendications 1 à 3, caractérisée par le fait que le collecteur tournant (11) pré-



sente des prolongements formant engrenage (14a, b) qui sont dirigés vers la partie de refoulement (1) et qui engrènent directement avec la deuxième denture intérieure (7) du piston rotatif (5) (figures 1 et 4).

5. Machine hydraulique à piston rotatif selon l'une des revendications 2 à 4, caractérisée par le fait que les prolongements formant engrenage (14a, b) et faisant saillie depuis le collecteur tournant sont réalisés sous la forme de dents - régulièrement réparties le long d'un périmètre de cercle primitif - qui présentent des flancs de dents (30) - de préférence en forme d'arcs de cercle - et qui pénètrent dans la deuxième denture intérieure (7a, b), cependant que le rayon des dents de celle-ci est inférieur au rayon des flancs des dents (30a, b) - de préférence en forme d'arcs de cercle - des prolongements formant engrenage (14a, b), et ce, d'une valeur égale à l'excentricité (e) de la machine à piston rotatif, ou inversement (figures 4 et 5).

6. Machine hydraulique à piston rotatif selon la revendication 2 ou 5, caractérisée par le fait que le nombre des prolongements d'engrenage (14a) est égal au nombre des dents de la deuxième denture intérieure (7a), les prolongements formant engrenage (14a) présentant des flancs de dents (30a) qui sont concaves (figure 4).

7. Machine hydraulique à piston rotatif selon la revendication 3 ou 5, caractérisée par le fait que le nombre des prolongements d'engrenage (14b) est égal au nombre des dents de la deuxième denture intérieure (7b), les prolongements formant engrenage (14b) présentant des flancs de dents (30b) qui sont convexes (figure 5).

8. Machine hydraulique à piston rotatif selon l'une des revendications 1 à 7, caractérisée par le fait que les premières dentures intérieure et extérieure (4, 6) sont des dentures en cycloïdes, chaque dent (25) de la première denture intérieure (4) présentant approximativement la forme d'un trapèze avec des flancs et des têtes à courbure convexe, et par le fait que le cercle de pied (41) de la première denture intérieure (4) s'étend à l'extérieur du cercle (42) qui est tracé autour du centre (43) du cercle primitif de la première denture intérieure (4) en passant par le tiers inférieur de la hauteur des dents de celle-ci (figure 2).

9. Machine hydraulique à piston rotatif selon l'une des revendications précédentes, caractérisée par l'une au moins des caractéristiques suivantes :

a) le piston rotatif (5), mais de préférence aussi le premier carter (3) qui reçoit celui-ci, et le collecteur tournant (11), ainsi que le disque de commande (38) et le deuxième carter (39), le cas échéant, sont fabriqués à partir d'un métal fritté et/ou de poudre céramique ;

b) la denture intérieure (7a, b) du piston rotatif (5) présente le même nombre de dents que sa denture extérieure (6a, b) ;

c) les dents de la première denture intérieure (4) sont constituées par des rouleaux (34) qui sont montés tournants dans le carter (3).

10. Machine hydraulique à piston rotatif selon l'une des revendications précédentes, caractérisée par le fait que, dans la région du collecteur tournant, la partie de commande (2) est divisée en un carter de commande (38) et en un carter de raccordement (39), coaxiaux et vissés d'une manière étanche à la pression, le carter de raccordement (39) recevant de préférence un palier (10) destiné à l'arbre (9).

11. Machine hydraulique à piston rotatif selon l'une des revendications précédentes, caractérisée par le fait que l'entrée ou, respectivement, la sortie de l'arbre (9) qui transmet la puissance est plus éloignée de la partie de refoulement (1) que de la partie de commande (2) (figure 8).