

(19)



Europäisches Patentamt

European Patent Office

Office européen des brevets



(11)

EP 0 802 326 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des
Hinweises auf die Patenterteilung:
25.07.2001 Patentblatt 2001/30

(51) Int Cl.7: **F04C 15/00**

(21) Anmeldenummer: **96105855.9**

(22) Anmeldetag: **15.04.1996**

(54) **Zahnradmaschine mit kontrollierbar ausgeglichenem Druckfeld**

Pressure gradient controlled gear machine

Machine à engrenages à gradient de pression contrôlé

(84) Benannte Vertragsstaaten:
DE ES FR GB IT

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
22.10.1997 Patentblatt 1997/43

(73) Patentinhaber: **Haldex Barnes GmbH**
95028 Hof (DE)

(72) Erfinder:
• **Rausch, Fred**
95189 Köditz (DE)
• **Weidhaas, Horst**
95032 Hof (DE)

(74) Vertreter: **Gleiss, Alf-Olav, Dr.jur. Dipl.-Ing. et al**
Gleiss & Grosse
Patentanwaltskanzlei
Maybachstrasse 6A
70469 Stuttgart (DE)

(56) Entgegenhaltungen:
EP-A- 0 018 216 **EP-A- 0 029 356**
EP-A- 0 692 633 **FR-A- 2 264 199**
GB-A- 541 961 **GB-A- 965 470**
US-A- 4 087 216 **US-A- 4 239 468**

EP 0 802 326 B1

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist. (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft eine Verdrängermaschine mit zwei miteinander kämmenden, außenverzahnten Zahnrädern gemäß Oberbegriff des Anspruchs 1.

[0002] Verdrängermaschinen sind bekannt. Derartige Maschinen zeichnen sich durch hohe Laufgeräusche sowie relativ starke Förderstompulsationen aus, die störend und daher unerwünscht sind. Durch Vorgabe und Toleranzen (Ritzelkopfkreis- und Gehäuseinnendurchmesser) entsteht ein Spiel zwischen dem Zahnkopf und dem Gehäuse der Verdrängermaschine beziehungsweise der Gehäuseinnenfläche, an der der Zahnkopf anliegt. Dadurch kann der auf der Druckseite anstehende Systemdruck teilweise auf den Umfangsbereich der Zahnräder einwirken, so daß diese radial mit einer Kraft beaufschlagt werden. Zusätzlich werden die Räder durch ein Antriebsdrehmoment belastet. Die an einem Zahnrad angreifenden Kräfte ergeben eine resultierende Kraft, deren Wirkungslinie mit der Wirklinie der resultierenden Kraft des anderen Zahnrades divergiert, das heißt die Zahnräder werden durch die voneinander weg gerichteten resultierenden Kräfte auseinandergedrückt. Dadurch ergibt sich ein erhöhtes Flankenspiel in dem Bereich, in dem die Zähne der Zahnräder miteinander kämmen und die Saugseite von der Druckseite der Verdrängermaschine trennen. Das erhöhte Flankenspiel hat zur Folge, daß ein relativ großes Volumen zwischen den Zähnen eingequetscht wird, wodurch der Fluid-Förderstrom auf der Druckseite pulsierenden Druckstößen unterworfen wird, die auch zu einem erhöhten Schalleistungspegel führen.

[0003] Bei einer aus der US-A-4 087 216 bekannten Verdrängermaschine der gattungsgemäßen Art, die auch als Zahnradpumpe bezeichnet werden kann, wird der am Druckbereich vorliegende Mediumdruck über den Umfangsbereich der Zahnräder zu dem Saugbereich zurückgeführt. Die beiden Zahnräder werden dadurch aneinander gedrückt, wodurch das Flankenspiel zwischen den Zähnen reduziert ist, so daß diese bekannte Verdrängermaschine im Betrieb leiser ist und eine geringere Förderstompulsation aufweist, diesbezüglich aber noch nicht optimal konfiguriert ist.

[0004] Es ist daher Aufgabe der Erfindung, eine Verdrängermaschine zu schaffen, die eine weiter reduzierte Förderstompulsation und einen weiter reduzierten Schalleistungspegel aufweist.

[0005] Zur Lösung dieser Aufgabe wird eine Verdrängermaschine vorgeschlagen, die die in Anspruch 1 genannten Merkmale aufweist. Dadurch, daß der im das höhere Druckniveau aufweisenden Anschlußbereich herrschende Druck über einen Umfangsbereich der Zahnräder zu dem das niedrigere Druckniveau aufweisenden Anschlußbereich zurückgeführt wird, wodurch die Zahnräder durch hydraulische Kräfte gegeneinandergepreßt werden, wird auf einfache Weise gewährleistet, daß die auf die Zahnräder wirkenden resultierenden Kräfte beziehungsweise deren Wirkungslinien sich

in einem auf der Saugseite befindlichen Bereich schneiden. Dies führt dazu, daß die Bewegungen der Zahnräder aufeinander zu gerichtet sind, wodurch die Zähne in dem Bereich, in dem sie miteinander kämmen, ineinandergeschoben werden, so daß einerseits das Flankenspiel der Zahnräder sowie andererseits der Raum verkleinert ist, den zwei Zähne miteinander einschließen. Die Verringerung des eingeschlossenen Raumvolumens führt unmittelbar zu einer Reduzierung der in diesem Raum eingeschlossenen, auch als Quetschvolumen bezeichneten Fluidmenge und somit zu einer erheblichen Verringerung der Förderstompulsation, also der Druckschwingungen in dem das höhere Druckniveau aufweisenden Anschlußbereich, aufgrund dessen der Schalleistungspegel der Verdrängermaschine wesentlich verringert ist. Dadurch, daß sich die ersten Druckverteilungsräume über einen Umfangsbereich der Zahnräder von 70° erstrecken und annähernd symmetrisch zur Symmetrieachse liegen und daß sich die zweiten Druckverteilungsräume -ausgehend von den ersten- bis in den Umfangsbereich der Zahnräder erstrecken, der 45° vor dem Saugbereich liegt, sind der Geräuschpegel und die Förderstompulsation weiter verringert.

[0006] Besonders bevorzugt wird eine Ausführungsform der Verdrängermaschine, bei der die Anschlußbereiche durch eine Zweiflankendichtung voneinander getrennt sind: Die Zahnräder werden durch die auf sie wirkenden resultierenden Kräfte derart aufeinander zu bewegt, daß die miteinander kämmenden Zähne die Saugseite und Druckseite mittels dreier Berühr- beziehungsweise Dichtpunkte trennen. Die somit ausgebildete Zweiflankendichtung wird also dadurch realisiert, daß ein Zahn mit seinen beiden Flanken gleichzeitig an den Flanken von zwei Zähnen des anderen Zahnrades abwälzt, wodurch permanent drei Dichtpunkte gegeben sind, die auf einer Eingriffslinie angeordnet sind und sich entlang dieser bewegen. Die Zweiflankendichtung führt auch zu einer Verringerung des Quetschvolumens, wodurch die Förderstompulsation im Vergleich zu einer Einflankendichtung, die lediglich zwei Eingriffs- beziehungsweise Dichtpunkte im Trennbereich zwischen Saug- und Druckseite aufweist, um 75% reduziert ist. Aufgrund der Proportionalität zwischen Laufgeräusch und Förderstompulsation ist der Geräuschpegel dementsprechend herabgesetzt.

[0007] Bevorzugt wird auch eine Ausführungsform der Verdrängermaschine, bei der die Resultierenden aus den hydraulischen Radialkräften und aus den auf die Drehachse der Zahnräder wirkenden Drehmomenten beruhenden mechanischen Kräften mit einer Symmetrieachse jeweils einen Winkel einschließen, der kleiner 90° ist. Dies bewirkt im Bereich des durch die Fertigungstoleranzen möglichen Spiels eine aufeinander zu gerichtete Bewegung der beiden Zahnräder, wodurch die Zähne der Zahnräder derart ineinandergreifen, daß beide Flanken der die Saug- von der Druckseite trennenden Zähne eines Zahnrads an den Flanken ei-

nes Zahns des anderen Zahnrads anliegen.

[0008] Weitere Ausgestaltungen ergeben sich aus den übrigen Unteransprüchen.

[0009] Die Erfindung wird im folgenden anhand der einzigen Figur erläutert, die einen schematischen Querschnitt einer Verdrängermaschine zeigt.

[0010] Im folgenden wird rein beispielhaft davon ausgegangen, daß die Verdrängermaschine als Pumpe betrieben wird, das heißt ein Zahnrad wird mit einem Antriebsmoment beaufschlagt, so daß ein Fluid gefördert wird. Es ist möglich, die Funktionsweise der Verdrängermaschine umzukehren und diese auch als Motor zu betreiben. In diesem Fall werden die Zahnräder von einem Fluidstrom in Drehung versetzt und das dabei an den Zahnrädern wirkende Drehmoment mittels geeigneter Einrichtungen an den als Abtriebswelle wirkenden Drehachsen der Zahnräder abgegriffen. Damit wird also das Drehmoment über die Abtriebswelle des Hydromotors an einen Verbraucher weitergegeben.

[0011] Die Figur zeigt eine schematische Schnittansicht einer Verdrängermaschine 1 mit einem Gehäuse, von dem hier lediglich die Gehäuseinnenfläche 3 dargestellt ist. Die Gehäuseinnenfläche 3 umschließt einen Innenraum 5, der an seinen Stirnseiten von Dichtflächen begrenzt wird. Die Dichtflächen werden üblicherweise von auch als Druckplatten bezeichneten Deckeln verschlossen. In dieser Darstellung ist der vordere Deckel abgenommen und lediglich der hintere Deckel 7 mit seiner Dichtfläche 9 dargestellt. Der Innenraum 5 weist einen Querschnitt in Form einer Acht auf, der durch zwei achsparallele Bohrungen gebildet ist. In dem Innenraum 5 sind zwei außenverzahnte Zahnräder 11 und 13 angeordnet, die drehfest mit Drehachsen 15 und 17 verbunden sind und deren Seitenflächen dicht an den Dichtflächen anliegen. Die Mittelpunkte der Zahnräder 11 und 13 liegen jeweils auf einem Schnittpunkt, der von einer Symmetrieachse 19 und einer Ebene E1 beziehungsweise von der Symmetrieachse 19 und einer Ebene E2 gebildet ist. Die Ebenen E1 und E2 verlaufen parallel zueinander und orthogonal zur Symmetrieachse 19. Die Zahnräder 11 und 13 kämmen in einem Trennbereich 21 miteinander, der zwei Anschlußbereiche 23 und 25 voneinander trennt. Das zu fördernde Fluid wird von dem das niedrigere Druckniveau aufweisenden Anschlußbereich 23 (Saugseite) zu dem Anschlußbereich 25 (Druckseite) gefördert, der ein höheres Druckniveau als der Anschlußbereich 23 aufweist.

[0012] Zwischen jeweils zwei Zähnen eines Zahnrads und der Gehäuseinnenfläche 3 wird ein Förderraum 27 ausgebildet, in dem das Fluid von der Saugseite zur Druckseite gefördert wird. Im Anschlußbereich 23 ist eine Bohrung 29 in das Gehäuse der Verdrängermaschine 1 eingebracht, mittels der der Innenraum 5 mit einer das Fluid anliefernden -hier nicht dargestellten- Leitung verbunden ist. Das Gehäuse weist eine weitere Bohrung 31 auf, die im Anschlußbereich 25 angeordnet ist und in die das von den Förderräumen 27 angelieferte, unter Druck stehende Fluid aus der Verdrängermaschi-

ne 1 gefördert und beispielsweise einem Verbraucher zugeführt wird.

[0013] In der Dichtfläche 9 des stirnseitigen Deckels 7 sind Druckverteilungsräume 33 und 35 vorgesehen, auf deren Funktion im folgenden näher eingegangen wird. Aufgrund der Symmetrie der Verdrängermaschine 1 bezüglich einer Horizontalen H wird nachstehend lediglich auf die dem oberen Zahnrad 11 zugeordneten Druckverteilungsräume 33 und 35 eingegangen.

[0014] Das gewünschte Spiel zwischen den Zahnköpfen 37 der Zahnräder 11 und 13 und der Gehäuseinnenfläche 3 führt dazu, daß von dem das höhere Druckniveau aufweisenden Anschlußbereich 25 der Druck sich über den Umfangsbereich der Zahnräder in Richtung des Anschlußbereichs 23 ausweitet. Der auf dem Umfang der Zahnräder anstehende Druck erzeugt an jedem der beiden Zahnräder eine zum Zahnradmittelpunkt gerichtete Radialkraft, die von einer durch das Antriebsdrehmoment erzeugten mechanischen Kraft überlagert wird. Die Radialkraft und die mechanische Kraft können durch vektorielle Addition zu einer resultierenden Kraft, im folgenden kurz Resultierende genannt, zusammengefaßt werden, deren Wirkungsrichtung beziehungsweise -linie durch den Mittelpunkt des entsprechenden Zahnrads verläuft.

[0015] Durch die resultierende Kraft werden die Zahnräder verlagert, wodurch einige der Zahnköpfe 37 im Bereich der Saugseite an die Gehäuseinnenfläche 3 gepreßt werden, so daß eine Trennung des Druckbereichs vom Saugbereich am Umfang der Zahnräder 11 und 13 gegeben ist. Durch die Verlagerung nehmen die Zahnräder 11 und 13 eine exzentrische Lage im Gehäuse der Verdrängermaschine ein. Um den Richtungssinn der Resultierenden gezielt beeinflussen zu können, sind die Druckverteilungsräume 33 und 35 in die Dichtfläche 9 eingebracht. Der im Anschlußbereich 25 herrschende Druck weitet sich über den Umfangsbereich der Zahnräder aus, wird durch den in der Dichtfläche 9 angeordneten Druckverteilungsraum 33 gezielt weitergeleitet und über einen Umfangsbereich der Zahnräder in Richtung der Saugseite geführt. Der Druckverteilungsraum 33 beginnt - entgegen der Forderrichtung betrachtet - circa 90° vor der Bohrung 31 und erstreckt sich teillringartig über einen Winkelbereich von annähernd 70° über die Peripherie des Zahnrads.

[0016] Der nutartige Druckverteilungsraum 33 ist symmetrisch zur Symmetrieachse 19 ausgebildet und in diesem Ausführungsbeispiel in die Dichtfläche 9 eingebracht. Alternativ dazu ist es möglich, den Druck von der Druckseite über eine in der Gehäuseinnenfläche 3 angeordnete, als Druckverteilungsraum wirkende Ausnehmung, eine Nut, einen Rückströmkanal oder dergleichen zurückzuführen.

[0017] Ausgehend von dem Druckverteilungsraum 33 erstreckt sich ein nutartiger Kanal in Richtung des Anschlußbereichs 23, der hier als Druckverteilungsraum 35 bezeichnet ist. Der Druckverteilungsraum 35 weist einen in Richtung zur Saugseite verjüngenden Quer-

schnitt auf und führt den auf der Druckseite herrschenden Systemdruck bis auf circa 45° vor die Bohrung 29 des Anschlußbereichs 23 zurück. Anstelle oder zusätzlich zum Druckverteilungsraum 35 kann, in einem weiteren Ausführungsbeispiel, im Gehäuse der Verdrängermaschine 1 beziehungsweise in die Gehäuseinnenfläche 3 ein weiterer Druckrückführungskanal, -bohrung, -nut oder dergleichen vorgesehen sein. Die Positionierung der Druckverteilungsräume 33 und 35 in oder an der Verdrängermaschine ist generell frei wählbar. Wichtig ist, daß der Systemdruck definiert so auf der Peripherie der Zahnräder verteilt ist, daß die Zahnräder gegeneinandergepreßt werden.

[0018] In der Figur ist der in dieser Zahnradeingriffstellung sich einstellende, momentane Druckverlauf am Umfang der Zahnräder 11 und 13 mit einer schraffierten Fläche 39 angedeutet. Je nach Stellung der Zahnräder 11 und 13 ergeben sich unterschiedliche Drucke aufweisende Druckfelder an deren Peripherie. So weist das Zahnrad 13 ein erstes Druckfeld D1 auf, das sich von der Druckseite in Richtung der Saugseite über einen Winkelbereich von circa 230° erstreckt. Die Breite des als Kreisringsegment dargestellten Druckfeldes D1 entspricht dem maximalen, an dem Anschlußbereich 25 wirkenden Druck p_1 (Systemdruck). An das Druckfeld D1 schließt sich ein zweites Druckfeld D2 an, das sich über einen Winkelbereich von circa 30° erstreckt und in dem etwa 80% des maximalen Drucks p_1 herrschen. Der Druck im Druckfeld D2 ist mit p_2 bezeichnet. Ein weiteres, drittes Druckfeld D3 schließt sich an das Druckfeld D2 an und erstreckt sich bis unmittelbar zur Bohrung 29 des Anschlußbereichs 23. In diesem Druckfeld D3 herrscht ein Druck p_3 , der etwa 10% des maximalen Drucks p_1 entspricht. Durch die erfindungsgemäße Anordnung und Ausgestaltung der Druckverteilungsräume 33 und 35 ist die Erstreckung der Druckfelder D1 bis D3 über den Umfang des Zahnrads 13 sowie deren Drücke p_1 bis p_3 exakt definiert. Die sich daraus ergebende - hier nicht dargestellte- Radialkraft wird -wie oben bereits beschrieben- von einer mechanischen Kraft, dem Antriebs-Drehmoment überlagert. Die daraus gebildete Resultierende R1 greift im Mittelpunkt des Zahnrads 13 an und schließt mit der Symmetrieachse 19 einen Winkel α ein, der kleiner 90° ist. Am Zahnrad 11 erstreckt sich, ausgehend vom Anschlußbereich 25, ebenfalls ein Druckfeld D1 mit dem Druck p_1 über einen Winkelbereich von circa 230° . Daran anschließend ist ein Druckfeld D4 mit einem Druck p_4 angeordnet, der ungefähr 60% des maximalen Drucks p_1 beträgt. Die Druckkräfte der Druckfelder D1 und D4 werden mit der durch das Antriebsmoment hervorgerufenen mechanischen Kraft zu einer Resultierenden R2 zusammengefaßt, die mit der Symmetrieachse 19 einen Winkel β einschließt, der kleiner 90° ist.

[0019] Die beiden Resultierenden R1 und R2 beziehungsweise deren Wirkungslinien sind derart zueinander ausgerichtet, daß sie sich auf der Saugseite der Verdrängermaschine 1 in einem Bereich schneiden, der

links von der Symmetrieachse 19 zwischen den Ebenen E1 und E2 liegt. Dadurch werden die Zahnräder 11 und 13 im Trennbereich 21 ineinandergeschoben, so daß sich eine Zweiflankendichtung ergibt. Unter einer Zweiflankendichtung ist -wie oben erläutert- zu verstehen, daß ein Zahn eines Zahnrads mit seinen beiden Flanken an jeweils benachbarten Zähnen des anderen Zahnrads anliegt und sich an diesen abwälzt. Dadurch ergeben sich drei Eingriffspunkte zwischen den Zahnrädern 11 und 13 im Trennbereich 21, so daß zwei Räume 41 und 43 gebildet werden, in denen ein Volumen eingequetscht und praktisch ständig im Kreis gefördert wird. Die Eingriffspunkte sind immer auf einer gleichbleibenden Eingriffslinie 45 angeordnet und bewegen sich auf dieser entlang. Durch die Zweiflankendichtung wird das eingequetschte Volumen in den Räumen 41 und 43 minimiert, wodurch sich eine erheblich reduzierte Förderstrompulsation ergibt.

[0020] Das Abdichten der Saugseite von der Druckseite mittels einer Zweiflankendichtung stellt eine Maßnahme entgegen dem in der Fachwelt allgemein verbreiteten Vorurteil dar, daß diese Abdichtung fertigungstechnisch zu aufwendig ist. Die in bekannten Verdrängermaschinen angewandte Einflankendichtung, mit lediglich zwei Eingriffspunkten im Trennbereich, weist eine Förderstrompulsation auf, die um einen Faktor 4 größer ist.

[0021] Die Lage der Druckverteilungsräume 33 und 35 sowie deren Ausgestaltung und Erstreckung über den Umfangsbereich der Zahnräder ist in Abhängigkeit der Verzahnungsauslegung (Zahnezahl, Zahngeometrie) variabel. Entscheidend ist, daß der im Anschlußbereich 25 herrschende Systemdruck so zurückgeführt und auf den Umfang der Zahnräder verteilt wird, daß sich die Wirkungslinien der Resultierenden R1 und R2 im Bereich der Saugseite -wie oben beschriebenschnitten beziehungsweise mit der Symmetrieachse 19 jeweils einen Winkel einschließen, der kleiner 90° ist. Auf diese Weise wird eine optimale Dichtung zwischen Saug- und Druckseite der Verdrängermaschine erreicht, die allein auf hydraulischen Kräften beruht. Es bedarf keiner zusätzlichen mechanischen Hilfsmittel, die die Zahnräder gegeneinanderpressen und die einem erheblichen Verschleiß unterliegen.

Patentansprüche

1. Verdrängermaschine (1) mit zwei miteinander kämmenden, außenverzahnten Zahnrädern (11,13), die in einem Gehäuse derart untergebracht sind, daß die Zähne der Zahnräder (11,13) mit einer Gehäuseinnenfläche (3) dichtend in Eingriff stehen, mit zwei verschiedene Druckniveaus aufweisenden Anschlußbereichen (23,25), die von den ineinandergreifenden Zähnen der Zahnräder (11,13) gegeneinander abgedichtet sind, wobei der im das höhere Druckniveau aufweisenden Anschlußbereich

(25) herrschende Druck über einen Umfangsbereich der Zahnräder (11,13) zu dem das niedrigere Druckniveau aufweisenden Anschlußbereich (23) über Druckverteilungsräume (33,35) zurückgeführt wird, wodurch auf dem Umfang der Zahnräder der Druck wirkt und die Zahnräder (11,13) so durch hydraulische Kräfte gegeneinandergespreßt werden, **dadurch gekennzeichnet**, daß sich -in Richtung vom Anschlußbereich (25) mit dem höheren Druckniveau zum Anschlußbereich (23) mit dem niedrigeren Druckniveau gesehen- erste Druckverteilungsräume (33) über einen Umfangsbereich der Zahnräder (11,13) von 70° erstrecken und annähernd symmetrisch zur Symmetrieachse (19) angeordnet sind, wobei auf der Symmetrieachse (19) die Mittelpunkte der Zahnräder (11,13) liegen, und daß sich zweite Druckverteilungsräume (35) -ausgehend von den ersten Druckverteilungsräumen (33)- bis in einen Umfangsbereich der Zahnräder (11,13) erstrecken, der 45° vor dem das niedrigere Druckniveau aufweisenden Anschlußbereich (23) angeordnet ist.

2. Verdrängermaschine nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Anschlußbereiche (23,25) durch eine Zweiflankendichtung voneinander getrennt sind.
3. Verdrängermaschine nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, daß durch das hohe auf den Umfangsbereich der Zahnräder (11,13) wirkende Druckniveau hydraulische Radialkräfte aufgebaut werden, die die Zahnräder (11, 13) gegen die Gehäuseinnenfläche (3) verlagern, so daß wenigstens zwei Zähne des jeweiligen Zahnrads (11,13) an der Gehäuseinnenfläche (3) dichtend anliegen.
4. Verdrängermaschine nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Resultierenden (R_1, R_2) aus den hydraulischen Radialkräften und aus auf die Drehachse der Zahnräder (11,13) wirkenden Drehmomenten beruhenden mechanischen Kräften mit der Symmetrieachse (19) jeweils einen Winkel (α, β) einschließen, der kleiner 90° ist.
5. Verdrängermaschine nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, daß der hohe Druck über die ersten und zweiten Druckverteilungsräume (33,35) gezielt auf die Umfangsbereiche der Zahnräder (11,13) verteilt ist.
6. Verdrängermaschine nach Anspruch 1 oder 5, **dadurch gekennzeichnet**, daß die ersten und zweiten Druckverteilungsräume (33,35) als Nut in der Gehäuseinnenfläche (3) ausgebildet ist.

7. Verdrängermaschine nach Anspruch 5 oder 6, **dadurch gekennzeichnet**, daß die ersten und zweiten Druckverteilungsräume (33,35) -in radialer Richtung gesehen- in zu den Zähnen der Zahnräder (11,13) benachbarten Bereichen der Gehäuseinnenfläche (3) angeordnet sind.
8. Verdrängermaschine nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, daß die ersten und zweiten Druckverteilungsräume (33,35) an den Zahnradseitenflächen anliegenden Dichtflächen (9) angeordnet sind.
9. Verdrängermaschine nach einem der Ansprüche 5 bis 8, **dadurch gekennzeichnet**, daß die zweiten Druckverteilungsräume (35) einen in Richtung des das niedrigere Druckniveau aufweisenden Anschlußbereich (23) verjüngenden Querschnitt aufweisen.

Claims

1. A displacing machine (1) with two intermeshing gears (11, 13), dentate on the outer edge, which are accommodated in a casing in such a way that the teeth of the gears (11, 13) engage tightly with an interior surface (3) of the casing, with connection regions (23, 25) exhibiting two different pressure levels, the said connection regions being sealed off from one another by the intermeshing teeth of the gears (11, 13), wherein the pressure in the connection region (25) exhibiting the higher pressure level is reduced, via a circumferential region of the gears (11, 13), to the connection region (23) exhibiting the lower pressure level, via pressure-distribution spaces (33, 35) by means of which the pressure acts on the circumference of the gears and the gears (11, 13) are thus pressed towards one another by hydraulic forces, **characterised in that** - in the direction from the connection region (25) with the higher pressure level to the connection region (23) with the lower pressure level - first pressure-distribution spaces (33) extend over a circumferential region of the gears (11, 13) of 70° and are arranged approximately symmetrically to the axis of symmetry (19), the mid-points of the gears (11, 13) lying on the axis of symmetry (19), and in that second pressure-distribution spaces (35) - starting from the first pressure-distribution spaces (33) - extend right to a circumferential region of the gears (11, 13) arranged at an angle of 45° upstream of the connection region (23) exhibiting the lower pressure level.
2. A displacing machine according to Claim 1, **characterised in that** the connection regions (23, 25) are separated from one another by a radial seal.

3. A displacing machine according to one of the preceding claims, **characterised in that** as a result of the high pressure level acting on the circumferential region of the gears (11, 13), hydraulic radial forces are built up, which displace the gears (11, 13) towards the interior surface (3) of the housing, with the result that at least two teeth of the particular gear (11, 13) are tightly adjacent to the interior surface (3) of the housing. 5
4. A displacing machine according to one of the preceding claims, **characterised in that** the resultants (R_1 , R_2) of the hydraulic radial forces and of mechanical forces due to the torques acting on the axis of rotation of the gears (11, 13) each form an angle (α , β) with the axis of symmetry (19) which is smaller than 90° . 10
5. A displacing machine according to one of the preceding claims, **characterised in that** the high pressure is specifically distributed to the circumferential regions of the gears (11, 13) via the first and second pressure-distribution spaces (33, 35). 15
6. A displacing machine according to Claim 1 or 5, **characterised in that** the first and second pressure-distribution spaces (33, 35) are formed as a groove in the interior surface (3) of the housing. 20
7. A displacing machine according to Claim 5 or 6, **characterised in that** the first and second pressure-distribution spaces (33, 35) - when viewed in the radial direction - are arranged in regions of the interior surface (3) of the housing adjacent to the teeth of the gears (11, 13). 25
8. A displacing machine according to one of the preceding claims, **characterised in that** the first and second pressure-distribution spaces (33, 35) are arranged on the sealing surfaces (9) adjacent to the gear side surfaces. 30
9. A displacing machine according to one of Claims 5 to 8, **characterised in that** the second pressure-distribution spaces (35) have a cross-section tapering in the direction of the connection region (23) exhibiting the lower pressure level. 35

Revendications 40

1. Machine volumétrique (1) comprenant deux roues dentées à denture extérieure (11, 13) engrenant l'une dans l'autre qui sont logées dans un carter de telle manière que les dents des roues dentées (11, 13) sont en prise de manière étanche avec une surface interne de carter (3), comprenant également des zones de raccordement (23, 25) avec deux ni-

veaux de pression qui sont étanchées l'une par rapport à l'autre par les dents des roues dentées (11, 13) engrenant les unes dans les autres, sachant que la pression régnant dans la zone de raccordement (25) présentant le niveau de pression le plus élevé est ramenée, par l'intermédiaire d'espaces de répartition de la pression (33, 35), vers la zone de raccordement (23) présentant le niveau de pression le plus bas en passant sur une zone périphérique des roues dentées (11, 13), d'où une action exercée par la pression sur le pourtour des roues dentées (11, 13) et une compression des roues dentées l'une vers l'autre due à des forces hydrauliques, caractérisée en ce que, vu dans la direction allant de la première zone de raccordement (25) présentant le niveau de pression le plus élevé à la zone de raccordement (23) présentant le niveau de pression le plus bas, des premiers espaces de répartition de la pression (33) s'étendent sur une zone périphérique des roues dentées (11, 13) de 70° et sont disposés de manière approximativement symétrique par rapport à l'axe de symétrie (19), les centres des roues dentées (11, 13) étant situés sur l'axe de symétrie (19), et en ce que des seconds espaces de répartition de la pression (35) s'étendent, à partir des premiers espaces de répartition de la pression (33), jusque dans une zone périphérique des roues dentées (11, 13) qui est avancée de 45° par rapport à la zone de raccordement (23) présentant le niveau de pression le plus bas.

2. Machine volumétrique selon la revendication 1, caractérisée en ce que les zones de raccordement (23, 25) sont séparées l'une de l'autre par un joint à deux flancs.
3. Machine volumétrique selon l'une des revendications précédentes, caractérisée en ce que l'action du niveau de pression élevé sur la zone périphérique des roues dentées (11, 13) génère des forces hydrauliques radiales qui déplacent les roues dentées (11, 13) vers la surface interne (3) du carter, si bien qu'au moins deux dents de chaque roue dentée (11, 13) sont appliquées contre la surface interne (3) du carter de manière à réaliser l'étanchéité.
4. Machine volumétrique selon l'une des revendications précédentes, caractérisée en ce que les résultantes (R_1 , R_2) issues des forces hydrauliques radiales et de forces mécaniques reposant sur des couples agissant sur l'axe de rotation des roues dentées (11, 13) forment chacune avec l'axe de symétrie (19) un angle (α , β) inférieur à 90° .
5. Machine volumétrique selon l'une des revendications précédentes, caractérisée en ce que la pression élevée est répartie de façon ciblée sur les zones périphériques des roues dentées (11, 13) par

l'intermédiaire des premiers et des seconds espaces de répartition de la pression (33, 35).

6. Machine volumétrique selon la revendication 1 ou 5, caractérisée en ce que les premiers et seconds espaces de répartition (33, 35) sont réalisés sous forme de rainure dans la surface interne (3) du carter. 5

7. Machine volumétrique selon la revendication 5 ou 6, caractérisée en ce que les premiers et seconds espaces de répartition de la pression (33, 35), vus dans la direction radiale, sont situés dans des zones de la surface interne (3) du carter qui sont adjacentes aux dents des roues dentées (11, 13). 10 15

8. Machine volumétrique selon l'une des revendications précédentes, caractérisée en ce que les premiers et seconds espaces de répartition de la pression (33, 35) sont situés dans les surfaces d'étanchéité (9) appliquées contre les surfaces latérales des roues dentées. 20

9. Machine volumétrique selon l'une des revendications 5 à 8, caractérisée en ce que les seconds espaces de répartition de la pression (35) présentent une section transversale se rétrécissant en direction de la zone de raccordement (23) présentant le niveau de pression le plus bas. 25 30

35

40

45

50

55

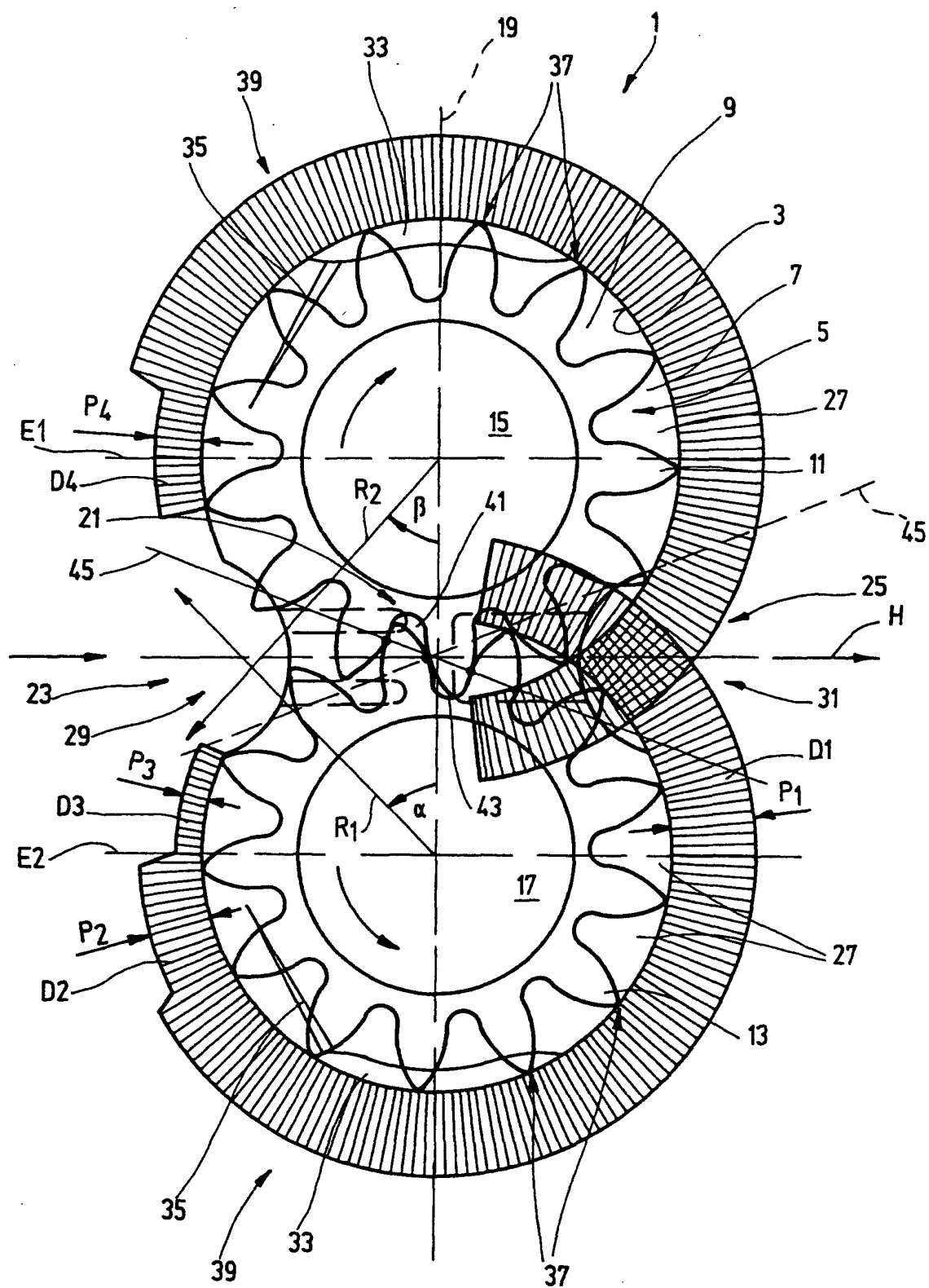


Fig.