



(11) **EP 2 847 467 B1**

(12) **EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:  
**30.11.2016 Patentblatt 2016/48**

(51) Int Cl.:  
**F04C 18/08<sup>(2006.01)</sup> F04C 18/16<sup>(2006.01)</sup>**

(21) Anmeldenummer: **13723059.5**

(86) Internationale Anmeldenummer:  
**PCT/EP2013/059512**

(22) Anmeldetag: **07.05.2013**

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:  
**WO 2013/167605 (14.11.2013 Gazette 2013/46)**

(54) **SPINDELVERDICHTER**  
SPINDLE COMPRESSOR  
COMPRESSEUR À VIS

(84) Benannte Vertragsstaaten:  
**AL AT BE BG CH CY CZ DE DK EE ES FI FR GB GR HR HU IE IS IT LI LT LU LV MC MK MT NL NO PL PT RO RS SE SI SK SM TR**

(30) Priorität: **08.05.2012 DE 102012009103**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:  
**18.03.2015 Patentblatt 2015/12**

(73) Patentinhaber: **Steffens, Ralf**  
**73728 Esslingen (DE)**

(72) Erfinder: **Steffens, Ralf**  
**73728 Esslingen (DE)**

(74) Vertreter: **Patentanwälte Bauer Vorberg Kayser Partnerschaft mbB**  
**Goltsteinstraße 87**  
**50968 Köln (DE)**

(56) Entgegenhaltungen:  
**EP-A1- 1 960 671 DE-A1- 1 553 271**  
**DE-A1-102010 064 388 GB-A- 891 017**

**EP 2 847 467 B1**

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

## Beschreibung

### Stand der Technik:

**[0001]** Trockenverdichtende Kompressoren gewinnen in der industriellen Verdichtertechnik verstärkt an Bedeutung, denn durch zunehmende Verpflichtungen bei Umweltschutzvorschriften und steigende Betriebs- und Entsorgungskosten sowie erhöhte Ansprüche an die Reinheit des Fördermediums werden die bekannten nasslaufenden Verdichter, wie Flüssigkeitsringmaschinen, Drehschieberpumpen und Öl- oder Wasser-ingespritzte Schraubenkompressoren, immer häufiger durch trockenverdichtende Maschinen ersetzt.

**[0002]** Zu diesen Maschinen gehören trockene Schraubenverdichter, Klauenpumpen, Membranpumpen, Kolbenpumpen, Scroll-Maschinen sowie Wälzkolbenpumpen. Diesen Maschinen ist jedoch gemeinsam, dass sie die heutigen Ansprüche hinsichtlich Zuverlässigkeit und Robustheit sowie Baugröße und Gewicht bei gleichzeitig niedrigem Preisniveau und befriedigendem Wirkungsgrad immer noch nicht erreichen.

**[0003]** Zur Verbesserung dieser Situation bieten sich die bekannten trockenverdichtenden Spindelkompressoren an, weil sie als typische 2-Wellenverdrängermaschinen ein hohes Kompressionsvermögen einfach dadurch realisieren, dass sie die nötige Mehrstufigkeit als sogen. "Fördergewinde" durch Hintereinanderschaltung mehrerer abgeschlossener Arbeitskammern über die Anzahl der Umschlingungen je Verdrängerrotor äußerst unkompliziert erreichen, ohne jedoch ein Betriebsfluid im Arbeitsraum zu benötigen. Außerdem wird durch die berührungslose Abwälzung der beiden gegensinnig drehenden Spindelrotore eine erhöhte Rotordrehzahl ermöglicht, so dass bezogen auf die Baugröße gleichzeitig Nennsaugvermögen sowie Liefergrad ansteigen. Dabei können trockenverdichtende Spindelmaschinen sowohl für Anwendungen im Vakuum als auch für Überdruck eingesetzt werden, wobei der Leistungsbedarf im Überdruck naturgemäß signifikant höher ist, weil im Überdruck-Bereich mit Enddrücken deutlich über 2 bar (absolut) bis auf 15 bar und noch höher deutlich größere Druckdifferenzen zu überwinden sind.

**[0004]** In der PCT-Schrift WO 00/12899 wird für eine trockenverdichtende Spindel-Verdrängermaschine eine einfache Rotorkühlung beschrieben, indem in eine konisch Rotorbohrung bei jedem Rotor ein Kühlmittel, vorzugsweise Öl, eingebracht wird, um einen Teil der während des Verdichtungs Vorgangs entstehenden Kompressionswärme ständig abzuführen. In dem Schutzrecht PCT/EP2008/068364 wird in Fortsetzung dieses Ansatzes das Kühlmittel mit einer internen Kühlmittel-(Öl-)Pumpe des weiteren noch zur Kühlung des Pumpengehäuses verwendet, um in einem vorzugsweise gemeinsamen Kühlmittel-Kreislauf über einen separaten Wärmetauscher die aufgenommenen Wärmemengen aus der Verdichtung des Fördermediums sowie der Verlustleistungen derart abzuführen, dass die Abstands-

Spielwerte zwischen dem Rotorpaar und dem umgebenden Pumpengehäuse für alle Betriebszustände erhalten bleiben. Mit diesen Schutzrechten werden über den Wärmehaushalt der maßgeblichen Arbeitsraum-Kern-Bauteile beim Gastransport die Wärmeabführung während der Verdichtung und damit wesentlich der Wirkungsgrad sowie die Zuverlässigkeit vorteilhaft beeinflusst. Gleichwohl sind nicht nur für anspruchsvollere Anwendungen bei den Trockenläufer-Verdrängermaschinen sowohl das Kompressionsvermögen als auch die Leistungsumsetzung noch zu verbessern, denn durch innere Leckagen zwischen den einzelnen hintereinandergeschalteten Arbeitskammern zwischen Fördergas-Einlass und Fördergas-Auslass gibt es zur Zeit immer noch zu hohe Verluste. Diese Situation gilt es zu verbessern.

**[0005]** Die Druckschrift DE 10 2010 064388 beschreibt ein Spindelverdichter nach dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

**[0006]** Die Aufgabe der vorliegenden Erfindung besteht darin, für trockenverdichtende 2-Wellen-Rotations-Verdrängermaschinen zur Förderung und Verdichtung gasförmiger Fördermedien für Anwendungen im Vakuum und im Überdruck den Wirkungsgrad und das Kompressionsvermögen signifikant zu verbessern.

**[0007] Erfindungsgemäß** wird diese Aufgabe dadurch gelöst, dass für Vakuum- und für Überdruck-Einsatzfälle bei einem trockenverdichtenden Spindelkompressor als 2-Wellenverdrängermaschine das gegensinnig von einer äußeren, also außerhalb vom Verdichter-Arbeitsraum gelegenen, Synchronisation drehwinkeltreu angetriebene Rotorpaar aus einem 2-zähligen Spindelrotor und einem verzahnungsmäßig eingreifenden 3-zähligen Spindelrotor besteht mit einem Umschlingungswinkel bezogen auf den 2-zähligen Spindelrotor von mindestens 800 Winkelgrad, vorzugsweise jedoch über 1160 Winkelgrad, günstigerweise noch mehr als 1700 Winkelgrad oder noch besser über 2600 Winkelgrad und für besonders hohe Druckdifferenzen sogar über 3500 Winkelgrad, denn je höher das Kompressionsvermögen sein soll, desto größer ist der Umschlingungswinkel zu wählen, wobei die Spindelrotore mit hoher Drehzahl derart betrieben werden, dass als mittlere Rotorkopf-Umfangsgeschwindigkeit ein Bereich von mindestens 30 m/sec, besser 45 m/sec, günstigerweise jedoch über 60 m/sec oder noch besser mehr als 80 m/sec erreicht wird, denn je höher die Umfangsgeschwindigkeiten sind, desto besser wird der Wirkungsgrad der Spindelverdichtermaschine, wobei beide Spindelrotore zyklidenförmige Profilkonturflanken aufweisen, die bei dem 2-zähligen Rotor vorwiegend oberhalb seines Verzahnungs-Wälzkreises und konvex, also bauchig erhaben, gestaltet sind und beim 3-zähligen Rotor vorwiegend unterhalb seines Verzahnungs-Wälzkreises und konkav, also hohl, ausgeführt sind, wobei die Stirnschnitte jedes Spindelrotors vorzugsweise symmetrisch gestaltet sind, so dass in jedem Stirnschnitt der Flächen-schwerpunkt auf den Rotor-Drehpunkt zu liegen kommt, wobei als sogenanntes inneres Verdichtungsverhältnis

das Arbeitskammer-Volumen auf der Einlass-Seite größer als das Arbeitskammer-Volumen auf der Auslass-Seite ist, was erreicht wird, indem am Spindelrotorpaar entweder der Einlass-seitige Stirnschnitt eine größere Arbeitsraum-Querschnittsfläche aufweist als der Auslass-seitige Stirnschnitt-Querschnitt, was an mindestens einem, vorzugsweise jedoch an beiden Spindelrotoren in Rotorlängsachsrichtung durch gezielte Verkürzung der Kopfkreis-Radien mit entsprechender Erhöhung der jeweils eingreifenden Fußkreis-Radien erreicht wird, oder die Spindelsteigung am Rotorpaar nimmt in Rotorlängsachsrichtung derart ab, dass die Steigung am Einlass größer als am Auslass ist, wobei für höhere innere Verdichtungsverhältnisse, also etwa über 3-fach, die Minderung der Stirnschnitt-Querschnittsflächen mit der Steigungs-Reduzierung kombiniert wird, wobei die Querschnitts-Änderungen in Rotorlängsachsrichtung vorzugsweise derart ausgeführt werden, dass die Rotor-Außen-Durchmesser eine kegelige Form ergeben mit mindestens einem konstanten Winkelkegelwert je Spindelrotor, wobei im Einlass-Bereich vorzugsweise ein zylindrischer Bereich mit konstantem Durchmesser-Wert je Spindelrotor vorzusehen ist, wobei im Einlass-Bereich die Profilkonturflanken vorzugsweise derart ausgeführt werden, dass am 3-zähligen Spindelrotor die Profilkonturflanken auch oberhalb seines Verzahnungs-Wälzkreises vorzugsweise zyklidenförmig verlängert werden, wodurch die Profilkonturflanken am 2-zähligen Rotor gemäß Verzahnungsgesetz auch unterhalb seines Verzahnungs-Wälzkreises zu verlängern sind, und außerdem vorzugsweise die Spindelrotore mit einer Rotorinnen-Fluidkühlung ausgeführt werden und das Verdichtergehäuse ebenfalls eine Fluid-Kühlung zur Wärmeabführung aufweist, wobei das Kühlmittel sowohl für das Rotorpaar als auch für das Verdichtergehäuse vorzugsweise in einem gemeinsamen Kühlkreislauf verwendet wird, wobei in Rotorlängsachsrichtung die Spindelrotor-Auslegungs-Parameter wie Kopfprofil-Teilungswinkel und Kopfkreis-Radien je Rotor derart ausgeführt werden, dass die mittlere Rotor-Temperatur vom 2-zähligen Spindelrotor um weniger als 25%, besser noch unter 10% von der mittleren Rotor-Temperatur vom 3-zähligen Spindelrotor abweicht, was bei der Rotor-Parameter-Auslegung erreicht wird, indem thermodynamisch je Rotor die Wärmebilanz über die Wärme-aufnehmenden Gas-seitigen Oberflächen, die WärmeLeitung im Material und die Wärme-abführenden Kühlmittel-berührten Rotorinnen-Kühlkonus-Oberflächen erstellt wird, woraus sich je Rotor eine mittlere Rotor-Temperatur ergibt, die zudem von der mittleren Temperatur des umgebenden Verdichtergehäuses ebenfalls um weniger als 25%, besser noch unter 10% von der höchsten mittleren Spindelrotor-Temperatur abweicht, wobei sich diese mittlere Gehäuse-Temperatur über die Größe der Kühlmittel-berührten Oberflächen des Verdichtergehäuses sowie über die Kühlmittelstrom-Parameter, insbesondere hinsichtlich Kühlmittel-Mengenstrom sowie Kühlmittel-Temperaturniveau, ergibt, und zur wunschgemäß besseren Mini-

mierung der Temperatur-Differenzen per Angleichung der mittleren Spindelrotor-Temperaturen besteht dabei zusätzlich noch die Möglichkeit durch gezielte Beeinflussung der Wärmeabführung an jedem Spindelrotor neben dem Verlauf zum jeweiligen Kühlkonus-Durchmesser und der Kühlmittel-Mengenstrom-Regulierung optional noch Gewinde-ähnliche Vertiefungen profilsymmetrisch in der jeweiligen Rotorinnen-Kühlkonus-Bohrung derart vorzusehen, dass diese Vertiefungen sich unter den betreffenden Spindelrotorzähnen befinden, was fertigungstechnisch durch Ausdrehen verlässlich herstellbar ist. Erfindungsgemäß wird zudem noch vorgeschlagen, dass bei gewählten Kopfkreis-Radien über den Kopfprofil-Teilungswinkel der Rotor-Kopfkreis-Bogenwinkel am 2-zähligen Spindelrotor vorzugsweise in jedem Stirnschnitt derart ausgeführt wird, dass dieser Kopfkreis-Bogenwinkel größer als der jeweilige Rotor-2-seitige Verdichtergehäuse-Öffnungswinkel ist. Des weiteren wird erfindungsgemäß jeder Spindelrotor fest auf einer eigenen Trägerwelle montiert, wobei jede Trägerwelle unter anderem die Kühlmittel-Zuführung, die äußere Synchronisation sowie die Lagerung aufnimmt. Bei Synchronisation über Stirnzahnräder wird erfindungsgemäß weiter vorgeschlagen, dass der Außen-Durchmesser der Getriebe-seitigen Rotor-Lagerung am 2-zähligen Spindelrotor größer als der Außen-Durchmesser des Synchronisations-Zahnrades des 2-zähligen Spindelrotors ausgeführt wird, so dass der 2-zählige Spindelrotor als Rotationseinheit vollständig montiert und fertig ausgewuchtet werden kann. Die Fertigung der insbesondere in Rotorlängsachsrichtung unterschiedlichen Profilkonturflanken erfolgt sukzessiv durch Drehen einzelner Punktfolge-Helixlinien in Rotorlängsachsrichtung, die zusammengesetzt abschließend dann die Profilkonturflanken ergeben. Zudem wird durch Nutung vorzugsweise aller Kopfkreisbögen an beiden Spindelrotore der Strömungswiderstand für die Leckage-Rückströmung erhöht. Erfindungsgemäß wird zur Gewichtsminderung und zur besseren Wärmeabführung während der Verdichtung vorgeschlagen das Spindelrotorpaar aus einem Werkstoff mit höherer Wärmeleitung, vorzugsweise Aluminium-Legierung, auf Stahl-Trägerwelle, wobei das Verdichtergehäuse dann vorzugsweise ebenfalls eine Alu-Legierung ist.

Einige Fachausdrücke seien kurz erläutert:

**[0008]** Als "Umschlingungswinkel" am Spindelrotor gilt die Summe aller Verdrehwinkel längs der Spindelrotorachse zwischen den einzelnen Stirnschnitt-Profilkonturen, die sich bei fortschreitendem z-Achs-Wert in Rotorlängsachsrichtung insgesamt ergeben. Wenn also der Profil-Stirnschnitt an einer z-Position  $z_i$  mit dem Profil-Stirnschnitt an der benachbarten Position  $z_{i+1}$  verglichen wird, sind beide Stirnschnitte zueinander um einen gemäß der gewählten  $z(\phi)$ -Funktion für genau diesen Schritt von  $z_i$  nach  $z_{i+1}$  bekannten Winkel  $\phi_{i,j}$  verdreht. Die Summe aller Verdrehwinkel für die Stirnschnitte

längs der Spindelrotorachse ergibt den Umschlingungswinkel, der hier auf den 2-zähligen Rotor bezogen ist, und kurz als PHI.2 bezeichnet wird. Für den 3-zähligen Rotor ist dieser Verdrehwinkel um das Übersetzungsverhältnis als Faktor gemäß Verzahnungsgesetz anzupassen und ist bei gleicher Spindelrotorlänge somit zwangsläufig festgelegt. Der Umschlingungswinkel ist das ausschlaggebende Maß für die Stufenzahl.

**[0009]** Als "Stufenzahl" gilt die Anzahl der abgeschlossenen Arbeitskammern am Spindelrotorpaar zwischen der Rotor-Einlass-Seite und Rotor-Auslass-Seite. Über Rotorlänge und gewählter  $z(\phi)$ -Funktion mit Gesamt-Umschlingungswinkel PHI.2 ist eine möglichst ganzzahlige Stufenzahl anzustreben. Dabei wird vorzugsweise der PHI.2-Wert mindestens auf die nächste 10er-Stelle aufgerundet, also z. B. von  $2411^\circ$  auf  $2420^\circ$ .

**[0010]** Eine "Arbeitskammer" ist das für das Rotorpaar geschlossene Zahnlückenvolumen, das begrenzt wird von dem umgebenden Verdichtergehäuse sowie den Spindelrotor-Profillückenflanken zwischen den gemäß Verzahnungsgesetz definierten Profilkontur-Eingriffen, wobei diese eingreifenden Rotorpaar-Profilflanken als berührend, also dicht mit Abstand Null, betrachtet werden. Praktisch jedoch haben die eingreifenden Rotorpaar-Profilflanken einen gewissen, wenn auch möglichst minimalen Abstand, wodurch sich eine innere Leckage-Rückströmung ergibt. Als "Arbeitskammer-Volumen auf der Einlass-Seite" gilt der Rauminhalt der saugseitig ersten abgeschlossenen Arbeitskammer, und das "Arbeitskammer-Volumen auf der Auslass-Seite" ist entsprechend der Rauminhalt der letzten abgeschlossenen Arbeitskammer vor dem Fördergas-Auslass. Der Quotient dieser beiden Volumina stellt das "innere Verdichtungsverhältnis" dar. Als "höhere innere Verdichtungsverhältnisse" sind Werte über 3 zweckmäßig festlegbar. Das Volumen einer Arbeitskammer berechnet sich aus der betreffenden Arbeitsraum-Querschnittsfläche multipliziert mit der per Spindelsteigung definierten schrittweisen Arbeitskammer-Erstreckung in Rotorlängsachsrichtung.

**[0011]** Als "Stirnschnitt" gilt insbesondere für das Spindelrotorpaar jeder Schnitt durch das Spindelrotorpaar senkrecht zur Spindelrotorachse, die vorzugsweise als z-Achse festgelegt wird, so dass der Stirnschnitt in der x-y-Ebene des rechtwinkligen kartesischen Koordinatensystems liegt. Die Spindelrotorpaar-Achsen sind stets parallel mit einem konstanten Abstand, der als sogen. "Achsabstand" eine wichtige Kenngröße der Spindelverdichtermaschine darstellt.

**[0012]** Die "äußere Synchronisation" der beiden Spindelrotore ist erforderlich, weil das Rotorpaar im Verdichter-Arbeitsraum ohne Betriebsfluid arbeitet, also "trockenverdichtend" betrieben wird, und wegen der hohen Drehzahlen folglich berührungsfrei mit möglichst geringem Flankenabstand zueinander gegensinnig dreht. Damit diese berührungsfreie Arbeitsweise des Rotorpaares ständig gewährleistet werden kann, sind die beiden Spindelrotoren ständig mit hoher, im Bereich weniger Win-

kelminuten genauer Drehwinkelgenauigkeit anzutreiben, was bekanntermaßen über eine äußere Synchronisation durchgeführt wird. Die weitaus häufigste Ausführung zur äußeren Synchronisation erfolgt über direkt eingreifende Stirnzahnräder, deren Wälzkreise ebenso groß sind die Verzahnungs-Wälzkreise der jeweiligen Spindelrotor-Fördergewinde.

**[0013]** Es gibt aber durchaus auch beispielsweise die Möglichkeit zur elektronischen Rotorpaar-Synchronisation, indem jeder Rotor von seinem eigenen Motor elektronisch drehwinkeltreu angetrieben wird.

**[0014]** Der "Einlass-Bereich" lässt sich über das Umschlingungswinkel-Gebiet beschreiben, mit dem Einlass-seitig die erste abgeschlossene Arbeitskammer durch fortschreitenden Verdrehwinkel entsteht. Dies geschieht bei diesem erfindungsgemäßen Spindelrotorpaar von der Einlass-Stirnschnitt-Seite beginnend nach  $720$  Winkelgrad zuzüglich dem Kopfkreisbogen-Zentriwinkel ga.KB2 auf der Einlass-Seite des 2-zähligen Spindelrotors.

**[0015]** Als "Überdruck" gelten bei atmosphärischer Ansaugung Enddrücke im Betrieb als Absolut-Druckwerte von mindestens 2 bar, üblich sind meistens 8 bar bis 15 bar, aber bei hoher Stufenzahl sind auch Druckwerte von mehr als 25 bar erreichbar. Bei nicht-atmosphärischer Ansaugung verschieben sich diese Werte entsprechend. Als "Vakuum" bzw. Unterdruck gelten Enddrücke als Absolut-Druckwerte von unter 50 mbar, besser noch unter 1 mbar und bei entsprechender Stufenzahl sogar unterhalb von 0,01 mbar absolut gegen Auslassdruck, der im atmosphärischen Druckbereich liegt.

**[0016]** Die genannte "wunschgemäße Minimierung der Temperatur-Differenzen" beruht auf dem Umstand, dass die im Verdichter-Arbeitsraum aktiven Kern-Bauteile, also das Rotorpaar in dem umgebenden Verdichtergehäuse, mit möglichst geringem Abstand zueinander arbeiten sollen, um die innere Rückströmung in vernünftigen Grenzen zu halten. Indem die trockenverdichtende Verdrängermaschine nun verschiedene Betriebszustände durchfährt, beispielsweise vom thermisch meist kalten Zustand beim Einschalten bis zum heißeren Betrieb bei einem Arbeitspunkt, sollten die Unterschiede bei der Wärmeausdehnung für die genannten Kern-Bauteile möglichst gering gehalten werden, um die Spalt-Rückströmungen unter Kontrolle halten zu können. Indem die Wärmeausdehnungen neben den Material-Eigenschaften bei vorliegender Geometrie jedoch wesentlich von den Bauteil-Temperaturen bestimmt werden, sind folglich die Temperatur-Differenzen zwischen den Kern-Bauteilen möglichst gering zu halten.

**[0017]** Das Merkmal des Anspruchs 5 bringt den Vorteil, dass es beim Beginn des Verdichtens zu einem rasch kleiner werdenden Blasloch kommt. Dies führt zu einem hohen Ansaugvolumen. Das Merkmal des Anspruchs 11 führt zu einer besseren Wärmeabfuhr. Es ist vorteilhaft, bei einer Fertigung und Bearbeitung der Rotoren per Drehen. Das Merkmal des Anspruchs 12 führt zu einer verbesserten Verringerung innerer Leckagen, die Dichtig-

keit wird verbessert. Das Merkmal des Anspruchs 13 führt zur Verbesserung der Montage als fertige Rotoreinheit. Dies ist insbesondere wichtig für den schnelleren der beiden Rotoren.

**[0018]** Das Merkmal des Anspruchs 14 bietet ein geeignetes Herstellungsverfahren für die Rotoren an. Es hat sich als nicht realisierbar erwiesen, die Rotoren durch Formfräser herzustellen. Das Merkmal des Anspruchs 16 führt zu einer guten Wärmeabfuhr. Das Merkmal des Anspruchs 17 führt zu einem Widerstand für Leckagen, der Verlauf von Leckageströmungen wird gestört. Das Merkmal des Anspruchs 18 führt zu einer verbesserten Wärmeabführung. Das Merkmal des Anspruchs 19 führt zu einer Art Knick, dieser ermöglicht, dass man schneller unter die Wälzkreislinie kommt. Zur Erläuterung wird auf die Figuren 7 und 9 verwiesen. Das Merkmal des Anspruchs 20 erleichtert die Fertigung. Durch die Merkmale der Ansprüche 21 und 22 werden unterschiedliche Bypässe geschaffen. Dadurch wird einer Überverdichtung bzw. einer Unterverdichtung wirksam entgegengearbeitet. Gemäß dem Merkmal des Anspruchs 23 ist der Durchmesser der Bypassbohrung nicht größer als die Kopfbreite, dies vermeidet Kurzschluss zwischen den Arbeitskammern.

**[0019]** Über die nachfolgenden Darstellungen wird die vorliegende Erfindung noch weiter erläutert:

**Fig. 1** zeigt beispielhaft eine Schnittdarstellung für die vorliegende Erfindung durch das Spindelrotorpaar mit insgesamt 4 Stirnschnitt-Darstellungen an unterschiedlichen z-Positionen in Rotorlängsachsrichtung. Dabei wird die Reduzierung der Arbeitsraum-Querschnittsflächen (40) zwischen Einlass (18) und Auslass (19) ebenso deutlich, wie der abnehmende Spindelsteigung  $m(z)$  in Rotorlängsachsrichtung, um durch diese beiden Maßnahmen ein höheres inneres Verdichtungsverhältnis, hier über 3-fach, zu erreichen. Die Bezeichnung  $SE.z = 0$  kennzeichnet an der Längsachs-Position  $z = 0$  die betreffende Stirnschnitt-Ebene. Die Außendurchmesser der Spindelrotore ändern sich nach dem zylindrischen Einlass-Bereich (41) derart, dass in diesem Beispiel ein konstanter Kegelwinkel  $ga.2Ke$  bzw.  $ga.3Ke$  je Spindelrotor entsteht. Zudem ist der ungekühlte zylindrische Einlass-Bereich (41) mit Profilverlängerungen jenseits der jew. Wälzkreise sowie mit der festen Verbindung (17.a) zwischen Spindelrotor und der jeweiligen Trägerwelle gezeigt, wobei die zweite feste Verbindung (17.b) zwischen Spindelrotor und Trägerwelle am Auslass-seitigen Stirnschnitt bei  $SE.z = L.ges$  mit den gleichzeitigen Kühlfluid-Durchtritten zu sehen ist. In den weiteren Stirnschnitt-Darstellungen sind die Rotorinnen-Fluidkühlung (8 und 9) sowie die Gehäuse-Fluidkühlung (12) gezeigt. Die äußere Synchronisation erfolgt hier über Stirnzahnräder (14 und 15), wobei am 2-zähligen Rotor der Außendurchmesser der Getriebe-seitige Lagerung (13) größer als der Außendurch-

messer des Synchro.-Zahnrades (14) ist, um diese Rotations-Einheit des 2-zähligen Spindelrotors (2) vollständig montieren sowie wuchten zu können und anschließend erst in die Spindelverdichtermaschine einzusetzen.

**Fig. 2** zeigt beispielhaft vergrößert eine einzelne Stirnschnitt-Darstellung für die vorliegenden Erfindung mit dem Verdichtergehäuse (1) sowie dem Rotorpaar aus 2-zähligen Spindelrotor (2) und dem 3-zähligen Spindelrotor (3) mit vollständiger Fluid-Kühlung für das Rotorpaar sowie für das Verdichtergehäuse (1) und außerdem die Arbeitsraum-Querschnittsflächen (40) in diesem Stirnschnitt, deren Größen-Änderung zum nächsten Stirnschnitt zur inneren Verdichtung durch Minderung des Arbeitskammer-Volumeninhalts führt.

In **Fig. 3** sind für eine Stirnschnitt-Darstellung die Bezeichnungsgrößen zur Profilkontur-Auslegungen benannt. So ist der Wälzkreis-Radius (6) am 2-zähligen Spindelrotor (2) stets 40% vom Achsabstand  $a$  und der Wälzkreis-Radius (7) am 3-zähligen Spindelrotor (3) dementsprechend stets 60% vom  $a$ -Wert für alle Stirnschnitte konstant. Bei vorzugsweiser symmetrischer (wegen besserer Wuchtgüte) Profilkontur-Ausführung tritt die zyklidenförmige Profilkontur (38) am 2-zähligen Spindelrotor insgesamt 4-fach auf, während die Profilkontur (39) am 3-zähligen Spindelrotor insgesamt 6-fach auftritt. Durch Änderung der Kopfkreis-Radien  $R.2(z)$  und  $R.3(z)$  sowie dem Kopfprofil-Teilungswinkel  $ga.K2(z)$  verändern sich diese Profilkonturen. Die Arbeitskammer-Bildung wird gesteuert vom Durchlaufen der vier Kopfprofil-Endpunkte  $E.2.a$ ,  $E.2.b$ ,  $E.2.c$  und  $E.2.d$  des 2-zähligen Spindelrotors (2) durch die M.2-M.3-Mitten-Verbindungsline.

**Fig. 4** zeigt beispielhaft eine Schnittdarstellung für die vorliegende Erfindung durch die gesamte Spindelverdichtermaschine mit zwei ungleichen Kegelwinkeln  $ga.G2.ke1$  und  $ga.G.2.ke2$  am 2-zähligen Rotor (2) mit den Rotorlängen-Abschnitten von  $L.zyl$  über  $L.2.ke1$  und  $L.2.ke2$  zur Gesamtlänge  $L.ges$  zwischen Einlass (18) und Auslass (19). Die Rotorpaar-Synchronisation über das Stirnzahnräderpaar (14 und 15) ist ebenso dargestellt wie die Rotorinnen-Fluidkühlung (8 und 9) einschließlich der Kühlfluid-Zuführung (22) und die Gehäuse-Fluidkühlung (12).

**Fig. 5** zeigt beispielhaft einen Stirnschnitt für die vorliegende Erfindung mit dem Spindelrotorpaar zur Erläuterung der zu erstellenden Wärmebilanz, denn in Rotorlängsachsrichtung sind die Auslegungs-Parameter wie Rotorkopfprofil-Teilungswinkel (34) und Kopfkreis-Radien (30 und 31) je Rotor (2 und 3) derart auszuführen, dass die mittlere Rotor-Temperatur

vom 2-zähligen Rotor (2) um weniger als 25%, besser noch unter 10% von der mittleren Rotor-Temperatur vom 3-zähligen Rotor (3) abweicht. Dazu wird bei jedem Bauteil jeweils für die Arbeitskammer-Bereiche AK.ij, AK.ji, AK.ii und AK.jj gemäß den gezeigten Wärmestrom-Pfeilen über die Fördergas-seitige Wärme-Aufnahme (24, 25 sowie 28), die Wärme-Leitung im Material und die Wärme-Abführung (26, 27 sowie 29) per Kühlfluid in einer thermodynamischen Wärmebilanz-Berechnung die jeweilige Bauteil-Temperatur ermittelt und miteinander verglichen. Durch iterative Parameter-Anpassung, insbes. auch bzgl. der Kühlfluid-Parameter wie Kühlmittel-Mengenstrom und Kühlmittel-Temperaturniveau sind die Bauteil-Temperatur-Differenzen der Kern-Bauteile, also für Rotor-2 und Rotor-3 sowie Gehäuse, zu minimieren, so dass die Zuverlässigkeit des Spindelverdichters verbessert wird, denn minimale Temperatur-Differenzen vermeiden die Gefahr der thermischen Spiel-Aufzehrung.

**Fig. 6** zeigt als Detail-Darstellung zur Fig. 4 die spezielle Gestaltung der Spindelrotor-Kopfkreisbögen per Nutungen (35), die vorzugsweise bei der Rotorfertigung per Drehen als helix-förmig umlaufende Nut an den Kopfkreisbögen hergestellt werden, um den Strömungswiderstand des Gehäuse-Rotorkopf-Leckagestroms zu erhöhen, so dass die innere Leckage vermindert wird.

**[0020]** In **Fig. 3** und **Fig. 5** sind im Stirnschnitt die Profillinien, mit denen die Arbeitskammern zum Transport des Fördermediums gebildet werden, also (36.F) und (38) sowie (37.F) und (39), für das Spindelrotorpaar in Relation zu den Kühlmittel-berührten Wärmeabführ-Linien (26) und (27) als Streckenlänge im Stirnschnitt erkennbar. Dieses Verhältnis verändert sich je Spindelrotor in Rotorlängsachsrichtung derart, dass zum Verdichtungsbeginn die Arbeitskammer-seitigen Linien länger sind als die Kühlmittel-seitigen Linienlängen und je mehr sich jede Arbeitskammer dem Auslass nähert, desto größer werden die Kühlmittel-seitigen Linienlängen, während die Arbeitskammer-seitigen Linienlängen abnehmen. Erfindungsgemäß sind nun die Spindelrotore zumindest für Überdruck-Anwendungen derart auszuführen, dass Auslass-seitig und somit zum Verdichtungsende die Kühlmittel-seitigen Linienlängen größer sind als die Arbeitskammer-seitigen Linienlängen.

**[0021]** Die vom Spindelrotorpaar gebildeten Arbeitskammer-Volumina verringern sich erfindungsgemäß zwischen dem Ein- und dem Auslass. Dabei wird der Quotient vom größten zum kleinsten Arbeitskammer-Volumen als das "innere Verdichtungsverhältnis"  $\Pi$  bezeichnet, das zunächst eine rein geometrisch erzeugte Größe darstellt. Bekanntlich arbeitet nun jeder Verdichter dann im idealen Betriebspunkt, wenn die "letzte" Arbeitskammer unmittelbar vor ihrem Öffnen zum Auslass genau den Druck durch die innere Verdichtung erreicht hat,

der am Auslass herrscht.

**[0022]** Bei den meisten Vakuum-Applikationen ändert sich jedoch der Ansaugdruck durch den Evakuierungsvorgang, so dass ein Kompromiss für das innere Verdichtungsverhältnis  $\Pi$  festzulegen ist. Indem dieser Wert für die Mehrheit der Vakuum-Applikationen relativ gering ist (der Wert liegt oftmals unter 3), ist es für die meisten Vakuum-Spindelverdichter ausreichend, wenn das innere Verdichtungsverhältnis erfindungsgemäß nur durch Änderung der Steigung bei konstanten Radius-Werten umgesetzt wird, so dass für viele Vakuum-Anwendungen mindestens ein Spindelrotor mit einfach zylindrischem Durchmesser ausgeführt ist.

**[0023]** Bei den meisten Überdruck-Applikationen sind jedoch höhere Werte für das innere Verdichtungsverhältnis anzustreben, was erfindungsgemäß sowohl durch Änderung der Steigung als auch durch Minderung der Querschnittsflächen per

**[0024]** Änderung der Radius-Werte in Rotorlängsachsrichtung geometrisch umgesetzt wird. Zugleich ist beim Transport der Arbeitskammern vom Einlass zum Auslass in Rotorlängsachsrichtung die innere Rückströmung als sogenannte "innere Leckage" zwischen den einzelnen Arbeitskammern zu minimieren, wobei gleichzeitig auf der Einlass-Seite ein möglichst großes Ansaugvolumen der dortigen Arbeitskammern anzustreben ist. Für große Ansaugvolumina sind die Spindelrotor-Außen-Durchmesser zu erhöhen, so dass der Kopfradius am 3-zähligen Spindelrotor größer als der Wälzkreis des 3-zähligen Spindelrotors wird und im Einlass-Bereich vorzugsweise zylindrisch konstant ausgeführt ist. Erfindungsgemäß wird nun der Außendurchmesser am 3-zähligen Spindelrotor als Verlauf für den  $R.3K(z)$ -Wert (31) in Rotorlängsachsrichtung derart ausgeführt, dass der Schnittpunkt  $K_{3,E}$  der 3z-Rotorkopflinie (43.a) mit dem 3z-Wälzkreis (7) eine Länge  $L_{\text{dicht.Knick}}(50 \cdot a)$  definiert, die größer als die Hälfte der Gesamtrotor-Profillänge (66) ist. Dabei hat die 3z-Rotorkopflinie (43.a) am Einlass den abschnittsweise vorzugsweise zylindrisch-konstanten Wert:  $R.3K(z = 0) = R.3K.\text{ein} = 0,5 \cdot D.3K.\text{ein}$

und nach monoton fallendem Verlauf am Auslass den Wert:  $R.3K(z = L.\text{ges}) = R.3K.\text{aus} = 0,5 \cdot D.3K.\text{aus}$  mit  $R$  als Radius und  $D$  als Durchmesser. Die beiden Kopflinien (42) und (43) sind stetig monoton fallend auszuführen, wobei praktischerweise die Neigungswinkel für die jeweiligen Kopflinien gewählt werden.

**[0025]** Durch die Spindelrotorpaarung mit konstantem Achsabstand folgt bekanntlich über Spiegelung an den Rotationsachsen aus der 2z-Kopflinie (42) unmittelbar und eindeutig die vollständige 3z-Fußlinie (45), ebenso wie sich die 2z-Fußlinie (44) aus der 3z-Kopflinie (43) eindeutig ergibt. Daher genügt es gemäß Fig. 8 und Fig. 9 nur den Kopf-Verlauf für jeden der beiden Spindelrotore zu betrachten, um sämtliche Rotor-Radius-Linien vollständig und eindeutig zu beschreiben.

**[0026]** Der Umschlingungswinkel bezogen auf den 2-zähligen Spindelrotor beträgt vorzugsweise über 1160

Winkelgrad, günstigerweise noch mehr als 1700 Winkelgrad oder noch besser über 2600 Winkelgrad und für besonders hohe Kompressions-Anforderungen sogar über 3500 Winkelgrad. Als mittlere Rotorkopf-Umfangsgeschwindigkeit wird vorteilhafterweise ein Bereich von mindestens besser 45 m/sec, günstigerweise jedoch über 60 m/sec oder für noch besseren Wirkungsgrad mehr als 80 m/sec. Beide Spindelrotore weisen im Stirnschnitt Kreisbogen-Abschnitte (36.K und 36.F, sowie 37.K und 37.F) und zyklidenförmige Profilkonturflanken (38 und 39) auf. Diese sind bei dem 2-zähligen Spindelrotor (2) vorwiegend oberhalb seines Verzahnungs-Wälzkreises (6) und konvex, also bauchig erhaben, gestaltet. Beim 3-zähligen Spindelrotor (3) sind sie vorwiegend unterhalb seines Verzahnungs-Wälzkreises (7) und konkav, also hohl, ausgeführt. Unter vorwiegend wird in beiden Fällen mindestens 80% der Profiltiefe verstanden, wobei Profiltiefe der Abstand zwischen Kopfkreis und Fußkreis des 2-zähligen Spindelrotors (2) bzw. 3-zähligen Spindelrotors (3) ist.

**[0027]** Im Einlass-Bereich herrschen nur geringe Fördergas-Druckdifferenzen und es soll ein möglichst großes Volumen je Umdrehung angesaugt werden. Dadurch sind im Einlassbereich höhere  $h_{KRÖ}$ -Werte zulässig, denn für große Querschnitte und damit auch viel Ansaug-Vermögen sind höhere  $h_{KRÖ}$ -Werte vorteilhaft.

**[0028]** Im Auslass-Bereich sind die Arbeitskammer-Volumina um das sogenannte "innere Verdichtungsverhältnis" kleiner und es herrschen hohe Druckdifferenzen, so dass die Rotorpaarung möglichst dicht sein sollte, also minimale (ideal = Null)  $h_{KRÖ}$ -Werte aufweisend, um die innere Leckage-Rückströmung zu minimieren.

**[0029]** Es wird ein Blasloch-Abstandsmaß zwischen Gehäuse-Verschneidungskante und Rotorpaar-Eingriffslinie eingeführt. Der Wert für dieses Blasloch-Abstandsmaß liegt vorteilhafterweise etwa bei 5 bis 10% vom Achsabstandswert, wobei er sich in Längsachsrichtung folgendermaßen verhält: Im Einlass-Bereich beträgt dieses Blasloch-Abstandsmaß vorteilhafterweise mehr als 5% vom Achsabstandswert. So wird bei nur mäßigen Druckdifferenzen das Ansaugvolumen erhöht. Im Auslass-Bereich beträgt vorteilhafterweise dieses Blasloch-Abstandsmaß unter 5% vom Achsabstandswert. So wird das nötige Kompressionsvermögen mit entsprechend minimierter innerer Leckage erreicht. Besser anstatt 5% ist 3% und noch günstiger 2%.

**[0030]** Vorteilhafterweise liegt auf mindestens 50% der Verdichtungslänge (in Förderrichtung zum Auslass gerichtet gesehen) das Blasloch-Abstandsmaß unter 5% vom Achsabstandswert.

**[0031]** Vorteilhafterweise liegen am 2-zähligen Spindelrotor die Profilkonturflanken vollständig oberhalb seines Wälzkreises und am 3-zähligen Rotor die Profilkonturflanken vollständig unterhalb seines Wälzkreises.

**[0032]** Als Verdichtungslänge gilt die Erstreckung in Rotorlängsachsrichtung (üblicherweise kartesisch als z-Achse), bei der sich die Größe der Arbeitskammer-Volumen verkleinern, also die sogenannte "innere Verdich-

tung" erfolgt, und hier auch die Abführung der Verdichtungswärme über die Rotorkonus-Innenkühlung erfolgt. Die Verdichtungslänge macht den überwiegenden Teil der Gesamt-Rotorlänge aus, lediglich saugseitig gibt es noch die Einlasslänge, wo sich die Arbeitskammern bilden und die Ansaug-Volumina entstehen.

**[0033]** Die Eingriffslinie ist der gestellteste Ort aller Eingriffspunkte der beiden Spindelrotore.

**[0034]** Die Gehäuseverschneidungskante ist die Linie aller Schnittpunkte der beiden Rotorkopfkreise im Verdichtergehäuse. Es gibt stets zwei Gehäuseverschneidungskanten, die einander gegenüberliegen.

#### Bezugszeichenliste:

#### **[0035]**

1. Verdichtergehäuse mit äußeren Kühlrippen (vorzugsweise das Verdichtergehäuse spiralförmig umschlingend)
2. 2-zähliger Spindelrotor, kurz als "Rotor-2" bezeichnet, mit dem Gesamt-Umschlingungswinkel PHI.2
3. 3-zähliger Spindelrotor, kurz als "Rotor-3" bezeichnet
4. Trägerwelle für den Rotor-2
5. Trägerwelle für den Rotor-3
6. Verzahnungs-Wälzkreis mit Radius r.2 für den Rotor-2
7. Verzahnungs-Wälzkreis mit Radius r.3 für den Rotor-3
8. Rotorinnen-Fluidkühlung für den Rotor-2 gemäß PCT-Schrift WO 00/12899
9. Rotorinnen-Fluidkühlung für den Rotor-3 gemäß PCT-Schrift WO 00/12899
10. optionale Gewinde-ähnliche Vertiefungen zur Rotorinnen-Fluidkühlung für Rotor-2
11. optionale Gewinde-ähnliche Vertiefungen zur Rotorinnen-Fluidkühlung für Rotor-3
12. Fluid-Kühlung für das Verdichtergehäuse gemäß Schutzrecht PCT/EP2008/068364
13. Lagerung für jeden Spindelrotor
14. Synchronisations-Zahnrad für den Rotor-2
15. Synchronisations-Zahnrad für den Rotor-3

16. Kühlmittel-Zuführbohrung in jeder Trägerwelle
17. Verbindungs-Auflage-Stellen jedes Spindelrotors auf seiner Trägerwelle vorzugsweise als:
- 17.a Einlass-seitig durchgehende Auflage
- 17.b Auslass-seitige Auflage mit Kühlfluid-Durchtritts-Öffnungen, vorzugsweise als Längsnutungen
18. Einlassraum für das Fördermedium
19. Auslassraum für das Fördermedium
20. Einlass-Lagerträger mit Spindelrotor-Lager-Aufnahme
21. Auslass-Lagerträger mit Spindelrotor-Lager-Aufnahme
22. Kühlmittel-Zuführung zu jeder Kühlmittel-Zuführbohrung je Trägerwelle
23. Kühl-Fluid als Kühlmittel
24. Wärme-aufnehmende Fördergas-seitige Oberfläche für den Rotor-2
25. Wärme-aufnehmende Fördergas-seitige Oberfläche für den Rotor-3
26. Wärme-abführende Kühlmittel-berührte Oberfläche für den Rotor-2
27. Wärme-abführende Kühlmittel-berührte Oberfläche für den Rotor-3
28. Wärme-Bilanz in der Spaltströmung
29. Wärmeabführung über das Verdichtergehäuse
30. Rotor-Kopfkreis-Radius, kurz als R.2(z) bezeichnet am 2-zähligen Spindelrotor für den Stirnschnitt an der Stelle z in Rotor-längsachsrichtung
31. Rotor-Kopfkreis-Radius, kurz als R.3(z) bezeichnet am 3-zähligen Spindelrotor für den Stirnschnitt an der Stelle z in Rotorlängsachsrichtung
32. Rotor-Kopfkreisbogen-Zentriwinkel, kurz als ga.KB2(z) bezeichnet am 2-zähligen Spindelrotor für den Stirnschnitt an der Stelle z in Rotorlängsachsrichtung
33. Rotor-2-seitiger Öffnungswinkel der Verdichtergehäuse-Verschneidungskanten, kurz ga.G2(z)
- für den Stirnschnitt an der Stelle z in Rotorlängsachsrichtung
34. Rotor-Kopfprofil-Teilungswinkel, kurz als ga.K2(z) bezeichnet am 2-zähligen Spindelrotor für den Stirnschnitt an der Stelle z in Rotorlängsachsrichtung
35. Nutung am Kopfkreisbogen für den 2-zähligen und/oder für den 3-zähligen Spindelrotor
36. Kreisbogen-Abschnitte der Stirnschnitt-seitigen Rotorprofilkonturen mit:
- 36.K** Kopf-Kreisbogen-Abschnitt, 2-fach auftretend am 2-zähligen Spindelrotor
- 36.F** Fuß-Kreisbogen-Abschnitt, 2-fach auftretend am 2-zähligen Spindelrotor
37. Kreisbogen-Abschnitte der Stirnschnitt-seitigen Rotorprofilkonturen mit:
- 37.K** Kopf-Kreisbogen-Abschnitt, 3-fach auftretend am 3-zähligen Spindelrotor
- 37.F** Fuß-Kreisbogen-Abschnitt, 3-fach auftretend am 3-zähligen Spindelrotor
38. zyklidenförmige Profilkonturflanke, 4-fach auftretend am 2-zähligen Spindelrotor
39. zyklidenförmige Profilkonturflanke, 6-fach auftretend am 3-zähligen Spindelrotor
- 40.** Arbeitsraum-Querschnittsfläche für den Stirnschnitt an der Stelle z in Rotorlängsachsrichtung
41. Einlass-Bereich mit zylindrischen Außendurchmesser-Werten am Spindelrotorpaar

#### Patentansprüche

1. Spindelverdichter als im Arbeitsraum ohne Betriebsfluid arbeitende 2-Wellen-Rotations-Verdrängermaschine zur Förderung und Verdichtung gasförmiger Fördermedien für Anwendungen im Vakuum und für Anwendungen im Überdruck mit einem gegensinnig von einer äußeren, also außerhalb vom Verdichter-Arbeitsraum gelegenen Synchronisation drehwinkeltreu angetriebenen Spindelrotorpaar in einem umgebenden Verdichtergehäuse (1) mit einem Einlass (18) und einem Auslass (19) für das Fördermedium **dadurch gekennzeichnet, dass** die beiden Spindelrotore mit unterschiedlicher Zähnezahl ausgeführt werden, wobei dieses Spindelrotorpaar aus einem 2-zähligen Spindelrotor (2) und einem verzahnungsmäßig berührungsfrei eingreifenden 3-zähligen Spindelrotor (3) besteht mit ei-

- nem Umschlingungswinkel bezogen auf den 2-zähligen Spindelrotor von mindestens 800 Winkelgrad, wobei die Spindelrotore mit hoher Drehzahl derart betrieben werden, dass als mittlere Rotorkopf-Umfangsgeschwindigkeit ein Bereich von mindestens 30 m/sec erreicht wird, dass beide Spindelrotore im Stirnschnitt Kreisbogen-Abschnitte (36.K und 36.F, sowie 37.K und 37.F) und zyklidenförmige Profilkonturflanken (38 und 39) aufweisen, die bei dem 2-zähligen Spindelrotor (2) vorwiegend oberhalb seines Verzahnungs-Wälzkreises (6) und konvex gestaltet sind und beim 3-zähligen Spindelrotor (3) vorwiegend unterhalb seines Verzahnungs-Wälzkreises (7) und konkav, also hohl, ausgeführt sind, und dass die Stirnschnitte jedes Spindelrotors vorzugsweise symmetrisch gestaltet sind, so dass in jedem Stirnschnitt der Profil-Flächenschwerpunkt auf den jeweiligen Rotor-Drehpunkt (M.2 bzw. M.3) zu liegen kommt.
2. Spindelverdichter nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Arbeitskammer-Volumen auf der Einlass-Seite größer als das Arbeitskammer-Volumen auf der Auslass-Seite ist.
  3. Spindelverdichter nach Anspruch 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Einlass-seitige Stirnschnitt eine größere Arbeitsraum-Querschnittsfläche (40) aufweist als der Auslass-seitige Stirnschnitt-Querschnitt, was an mindestens einem, vorzugsweise jedoch an beiden Spindelrotoren in Rotorlängsachsrichtung durch gezielte, vorzugsweise monoton stetig verlaufende Kürzung der Kopfkreis-Radien (30 bzw. 31) um mehr als 3% und maximal 20% mit entsprechender Erhöhung der jeweils eingreifenden Fußkreis-Radien erreicht wird.
  4. Spindelverdichter nach Anspruch 2 oder 3, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Spindelsteigung  $m(z)$  am Rotorpaar in Rotorlängsachsrichtung derart abnimmt, dass die Spindelsteigung am Einlass (18) mindestens 1,5 mal und maximal 4 mal größer als die Spindelsteigung am Auslass (19) ist.
  5. Spindelverdichter nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** mit der Änderung der Rotor-Außen-Durchmesser (30 und 31) sich für jeden Spindelrotor (2 und 3) eine kegelige Außenform ergibt mit mindestens einem konstanten Winkelkegelwert je Spindelrotor und im Einlass-Bereich vorzugsweise ein zylindrischer Bereich (41) mit konstantem Rotorkopf-Außendurchmesser-Wert je Spindelrotor vorgesehen ist.
  6. Spindelverdichter nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** im Einlass-Bereich die Profilflanken (38 und 39) derart ausgeführt sind, dass am 3-zähligen Spindelrotor (3) die Profilkonturflanken (39) auch oberhalb seines Wälzkreises (7) verlängert werden, vorzugsweise zyklidenförmig verlängert werden, wodurch gemäß Verzahnungsgesetz die Profilflanken (38) am 2-zähligen Spindelrotor (2) auch unterhalb dessen Wälzkreises (6) zu verlängern sind.
  7. Spindelverdichter nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Spindelrotore (2 und 3) jeweils mit einer konischen Rotorinnen-Fluidkühlung (8 und 9) über ein Kühlfluidmittel (23) ausgeführt und auch betrieben werden.
  8. Spindelverdichter nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Verdichtergehäuse (1) ebenfalls eine Fluid-Kühlung (12) zur Wärmeabführung aufweist, die mit der Rotorinnen-Fluidkühlung (8 und 9) für die Spindelrotore (2 und 3) vorzugsweise gemeinsam über ein Kühlfluidmittel (23) in einem Kreislauf betrieben wird.
  9. Spindelverdichter nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** in Rotorlängsachsrichtung die Rotor-Auslegungsparameter, wie Rotorkopfprofil-Teilungswinkel (34) und Kopfkreis-Radien (30 und 31) je Spindelrotor (2 und 3), derart ausgeführt werden, dass die mittlere Rotor-Temperatur vom 2-zähligen Spindelrotor (2) um weniger als 25%, besser noch unter 10% von der mittleren Rotor-Temperatur vom 3-zähligen Spindelrotor (3) abweicht.
  10. Spindelverdichter nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die mittlere Temperatur des umgebenden Verdichtergehäuses (1) über die Größe der Kühlmittelberührten Oberflächen des Verdichtergehäuses (1) sowie über die Kühlmittelstrom-Parameter, insbesondere hinsichtlich Kühlmittel-Mengenstrom sowie Kühlmittel-Temperaturniveau um weniger als 25%, besser noch unter 10% von der höchsten mittleren Spindelrotor-Temperatur abweicht.
  11. Spindelverdichter nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** Gewinde-ähnliche Vertiefungen (10 und 11) profilsymmetrisch in der jeweiligen Rotorinnen-Kühlko-

- nus-Bohrung (8 und 9) derart vorgesehen werden, dass sich diese Vertiefungen unter den betreffenden Spindelrotorzähnen befinden.
12. Spindelverdichter nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Rotor-Kopfkreisbogen-Zentriwinkel (32) am 2-zähligen Spindelrotor (2) in vorzugsweise jedem Stirnschnitt größer als der jeweilige Rotor-2-seitige Verdichtergehäuse-Öffnungswinkel (33) ist.
13. Spindelverdichter nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Außen-Durchmesser der Getriebe-seitigen Rotor-Lagerung (13) am 2-zähligen Spindelrotor (2) größer als der Außen-Durchmesser des Synchronisations-Zahnrades (14) des 2-zähligen Spindelrotors ausgeführt wird.
14. Spindelverdichter nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Fertigung der insbesondere in Rotorlängsachsrichtung unterschiedlichen Profilkonturen (36, 37, 38 und 39) sukzessiv erfolgt durch das Fertigungsverfahren Drehen der einzelnen Punktfolge-Helixlinien in Rotorlängsachsrichtung, die zusammengesetzt dann die äußeren Profilkonturflanken ergeben.
15. Spindelverdichter nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** jeder Spindelrotor (2 und 3) über Verbindungs-Auflage-Stellen (17, vorzugsweise als 17.a und 17.b) auf einer eigenen Trägerwelle (4 und 5) fest, vorzugsweise aufgepresst, montiert ist und anschließend erst die Fertigung bzw. Bearbeitung der Spindelrotor-Profilkonturen (36, 37, 38 und 39) erfolgt.
16. Spindelverdichter nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Spindelrotorpaar (2 und 3) aus einem Werkstoff mit hoher Wärmeleitfähigkeit besteht, vorzugsweise als Aluminium-Legierungs-Werkstoff, und das Verdichtergehäuse (1) vorzugsweise dann ebenfalls als Aluminium-Legierungs-Werkstoff ausgeführt wird.
17. Spindelverdichter nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** vorzugsweise alle Kopfkreisbögen (36.K und 37.K) an beiden Spindelrotoren (2 und 3) mindestens eine Nutung (35) aufweisen.
18. Spindelverdichter nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** vorzugsweise für Überdruck-Anwendungen die Kühlmittel-berührten Linienlängen (26 und 27) im Auslass-seitigen Stirnschnitt für das Spindelrotorpaar mindestens 5% und maximal 100% größer sind als die Fördermedium-seitigen Arbeitskammer-Linielängen (36.F und 38 und 37.F und 39).
19. Spindelverdichter nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** es insbes. für Überdruck-Anwendungen am 3-zähligen Spindelrotor für die Kopfradius-Werte (31), die als Rotor-Kopflinie (43) vom Einlassraum (18) mit Werten größer als der Wälzkreis-Radius (7) des 3-zähligen Spindelrotors bei vorzugsweise zylindrischem Beginn am Einlass (18) in Richtung zum Auslassraum (19) monoton und stetig abnehmen, innerhalb der ersten Hälfte der Spindelrotor-Fördergewinde-Gesamtlänge L.ges (66) einen Zwischenbereich (49) mit verstärkter Abnahme der Kopfradius-Werte (31) gibt.
20. Spindelverdichter nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die tatsächlichen Rotor-Kopflinien (42.b) und (43.b) mit einem krümmungsstetig geglätteten Verlauf ausgeführt sind.
21. Spindelverdichter nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** ein Regelorgan (56) und zusätzliche Bohrungen (54) und (60) vorgesehen sind, und bei "Überverdichtung", wenn also der Druck in den Arbeitskammern vor dem Öffnen am Auslass größer ist als der Druck im Auslassraum (19), über das Regelorgan (56) und die mindestens eine zusätzliche Bohrung (54) und (60) ein Überverdichtung-Fördergasstrom (55) zum Fördergas-Nachkühler (53) geleitet wird.
22. Spindelverdichter nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** ein Regelorgan (58) und zusätzliche Bohrungen (59) und (61) vorgesehen sind, und bei "Unterverdichtung", wenn also der Druck in den Arbeitskammern vor dem Öffnen am Auslass kleiner ist als der Druck im Auslassraum (19), über das Regelorgan (58) und die mindestens eine zusätzliche Bohrung (59) und (61) ein Unterverdichtung-Fördergasstrom (57), der vorzugsweise vom Fördergas-Nachkühler (53) bereits gekühlt wurde, geführt wird.
23. Spindelverdichter nach einem der vorhergehenden Ansprüche,

**dadurch gekennzeichnet, dass**

die Durchmesser  $\varnothing V.Pi$  der Arbeitskammer-Bohrungen (60) und (61) kleiner sind als die Spindelrotor-Kopfbreite  $\Delta m.Ki$  in dem betreffenden Stirnschnitt.

**Claims**

1. A spindle compressor, as a dual shaft rotary displacement machine operating in the working space without any operating fluid for delivering and compressing gaseous delivery media for applications in a vacuum and applications in overpressure, with a spindle rotor pair, which is driven counter-directionally in a rotation angle-accurate manner by an external synchronization means, i.e. a means situated outside the compressor working space, in a surrounding compressor housing (1) with an inlet (18) and an outlet (19) for the delivery medium, **characterized in that** the two spindle rotors are configured with a different number of teeth, wherein this spindle rotor pair is preferably comprised of a 2-toothed spindle rotor (2) and a, as regards the gears, contactlessly meshing 3-toothed spindle rotor (3) with a wrap angle, in relation to the 2-toothed spindle rotor, of at least 800 angular degrees, wherein the spindle rotors are operated at high speed in such a way that a range of at least 30 m/sec is reached as a mean circumferential rotor tip velocity, that both spindle rotors, in the transverse section, have circular-arc portions (36.K and 36.F as well as 37.K and 37.F) and cycloid-shaped profile contour flanks (38 and 39), which, in the 2-toothed rotor (2), are formed predominantly above its gearing rolling circle (6) and in a convex shape, and, in the 3-toothed rotor (3), are configured predominantly underneath its gearing rolling circle (7) and in a concave shape, i.e. hollow, and that the transverse sections of each spindle rotor are preferably configured to be symmetrical, so that the profile area centroid in each transverse section comes to lie on the respective rotor rotation point (M.2 or M.3).
2. The spindle compressor according to claim 1, **characterized in that** the working chamber volume on the inlet side is greater than the working chamber volume on the outlet side.
3. The spindle compressor according to claim 2, **characterized in that** the inlet-side transverse section has a greater cross-sectional surface area (40) of the working space than the outlet-side cross section of the transverse section, which is achieved in at least one, preferably however in both spindle rotors, in the longitudinal rotor axis direction, by a specific shortening, which preferably progresses monotonically and continuously, of the tip circle radii (30 and 31, respectively) by more than 3% and at most 20% with a corresponding increase in the respectively meshing root circle radii.
4. The spindle compressor according to claim 2 or 3, **characterized in that** the spindle pitch  $m(z)$  on the rotor pair in the longitudinal rotor axis direction decreases in such a way that the spindle pitch at the inlet (18) is at least 1.5 times and at most 4 times greater than the spindle pitch at the outlet (19).
5. The spindle compressor according to any one of the preceding claims, **characterized in that** as the outer rotor diameters (30 and 31) change, a conical outer shape results for each spindle rotor (2 and 3), with at least with at least one constant angle cone value for each spindle rotor, and, in the inlet portion, one cylindrical portion (41) with a constant rotor tip outer diameter value is preferably provided for each spindle rotor.
6. The spindle compressor according to any one of the preceding claims, **characterized in that** in the inlet region, the profile flanks (38 and 39) are configured in such a way that the profile contour flanks (39) on the 3-toothed spindle rotor (3) are extended also above its gearing rolling circle (7), preferably extended in a cycloid-shape, whereby the profile flanks (38) on the 2-toothed spindle rotor (2), according to the law of gearing, are to be extended also underneath its gearing rolling circle (6).
7. The spindle compressor according to any one of the preceding claims, **characterized in that** the spindle rotors (2 and 3) are each configured and also operated with a conical inner rotor fluid cooling means (8 and 9) using a cooling fluid agent (23).
8. The spindle compressor according to any one of the preceding claims, **characterized in that** the compressor housing (1) also has a fluid cooling means (12) for heat dissipation, which is operated with the inner rotor fluid cooling means (8 and 9) for the spindle rotors (2 and 3), preferably together, by means of a cooling fluid agent (23) in a circuit.
9. The spindle compressor according to any one of the preceding claims, **characterized in that** in the longitudinal rotor axis direction, the rotor design parameters, such as a rotor tip profile pitch angle (34) and tip circle radii (30 and 31) for each spindle

- rotor (2 and 3) are configured in such a way that the mean rotor temperature of the 2-toothed spindle rotor (2) deviates from the mean rotor temperature of the 3-toothed spindle rotor (3) by less than 25%, better still by less than 10%.
10. The spindle compressor according to any one of the preceding claims,  
**characterized in that**  
the mean temperature of the surrounding compressor housing (1), over the size of the coolant-contacted surfaces of the compressor housing (1) and the coolant flow parameters, in particular with regard to the coolant mass flow and the coolant temperature level, deviates by less than 25%, better still by less than 10%, from the highest mean spindle rotor temperature.
11. The spindle compressor according to any one of the preceding claims,  
**characterized in that**  
thread-like depressions (10 and 11) are provided in a profile-symmetrical manner in the respective inner rotor cooling cone bore (8 and 9) in such a way that these depressions are located underneath the respective spindle rotor teeth.
12. The spindle compressor according to any one of the preceding claims,  
**characterized in that**  
rotor tip circle arc center angle (32) on the 2-toothed spindle rotor (2), preferably in every transverse section, is greater than the respective rotor-2-side compressor housing opening angle (33).
13. The spindle compressor according to any one of the preceding claims,  
**characterized in that**  
the outer diameter of the transmission-side rotor bearing (13) on the 2-toothed spindle rotor (2) is configured to be greater than the outer diameter of the synchronization gear (14) of the 2-toothed spindle rotor.
14. The spindle compressor according to any one of the preceding claims,  
**characterized in that**  
the production of the profile contours (36, 37, 38 and 39), which are different particularly in the longitudinal rotor axis direction, takes place successively by the manufacturing method of turning the individual point-sequence helical lines in the longitudinal rotor axis direction, which, put together, then produce the outer profile contour flanks.
15. The spindle compressor according to any one of the preceding claims,  
**characterized in that**
- each spindle rotor (2 and 3) is firmly mounted, preferably pressed, onto its own support shaft (4 and 5) via connection support points (17, preferably as 17.a and 17.b), and the manufacture or processing of the spindle rotor profile contours (36, 37, 38 and 39) take place only then.
16. The spindle compressor according to any one of the preceding claims,  
**characterized in that**  
the spindle rotor pair (2 and 3) consists of a material with a high heat conductivity, preferably as an aluminum alloy material, and the compressor housing (1) is **in that** case preferably also configured as an aluminum alloy material.
17. The spindle compressor according to any one of the preceding claims,  
**characterized in that**  
preferably all tip circle arcs (36.K and 37.K) on both spindle rotors (2 and 3) have at least one groove (35).
18. The spindle compressor according to any one of the preceding claims,  
**characterized in that**  
preferably for overpressure applications, the coolant-contacted line lengths (26 and 27) in the outlet-side transverse section for the spindle rotor pair are at least 5% and at most 100% greater than the working-chamber line lengths (36.F and 38 and 37.F and 39) on the delivery-medium side.
19. The spindle compressor according to any one of the preceding claims,  
**characterized in that**  
in particular for overpressure applications, in the 3-toothed spindle rotor, there is within the first half of the total length of the spindle rotor delivery thread L.ges (66) an intermediate area (49) with a greater decrease in tip radius values (31) for those tip radius values (31) that, as a rotor tip line (43), decline continuously monotonically from the inlet space (18) with values greater than the rolling circle radius (7) of the 3-toothed spindle rotor with a preferably cylindrical beginning at the inlet (18) in the direction towards the outlet chamber (19).
20. The spindle compressor according to any one of the preceding claims,  
**characterized in that**  
the actual rotor tip lines (42.b) und (43.b) are configured to have a profile that is smoothed in a continuously curved manner.
21. The spindle compressor according to any one of the preceding claims,  
**characterized in that**  
regulating means (56) and additional bore holes (54)

and (60) are provided, and in case of "over-compression", i.e. when the pressure in the working chambers prior to opening at the outlet is greater than the pressure in the outlet space (19), an over-compression delivered gas flow (55) is conducted to the delivered-gas aftercooler (53) via the regulating means (56) and the at least one additional bore hole (54) and (60).

22. The spindle compressor according to any one of the preceding claims,

**characterized in that**

a regulating means (58) and additional bore holes (59) and (61) are provided, and in case of "under-compression", i.e. when the pressure in the working chambers prior to opening at the outlet is smaller than the pressure in the outlet space (19), an under-compression delivered gas flow (57), which preferably has already been cooled by the delivered-gas aftercooler (53), is conducted via the regulating means (58) and the at least one additional bore hole (59) and (61).

23. The spindle compressor according to any one of the preceding claims,

**characterized in that**

the diameters  $\varnothing V.Pi$  of the working chamber bore holes (60) and (61) are smaller than the width of the spindle rotor tip  $\Delta m.Ki$  in the respective transverse section.

## Revendications

1. Compresseur à vis en tant que machine volumétrique rotative à deux arbres fonctionnant sans fluide de service dans l'espace de travail et destiné à transporter et à comprimer des milieux véhiculés gazeux, pour des applications dans le vide et pour des applications en surpression, comprenant une paire de rotors hélicoïdaux qui est entraînée, conformément à l'angle de rotation, en sens inverse par un dispositif de synchronisation (37) extérieur, donc situé à l'extérieur de l'espace de travail du compresseur, et qui est située dans un carter enveloppant de compresseur (1) ayant une entrée (18) et une sortie (19) pour le milieu véhiculé,

**caractérisé par le fait que**

les deux rotors hélicoïdaux sont réalisés de manière à avoir un nombre de dents différent, cette paire de rotors hélicoïdaux se composant d'un rotor hélicoïdal (2) à deux dents et d'un rotor hélicoïdal (3) à trois dents qui s'engrène sans contact au niveau de la denture, avec un angle d'enroulement, par rapport au rotor hélicoïdal (2) à deux dents, d'au moins 800 degrés d'angle, les rotors hélicoïdaux étant entraînés à un nombre de tours important de telle manière que l'on atteint, en tant que vitesse circonférentielle

moyenne de la tête de rotor, une plage d'au moins 30 m/s, que les deux rotors hélicoïdaux présentent, en section apparente, des sections d'arc de cercle (36.K et 36.F ainsi que 37.K et 37.F) et des flancs à contour profilé (38 et 39) cycloïdaux qui sont formés principalement au-dessus du cercle primitif de fonctionnement de denture (6) et de manière convexe dans le cas du rotor hélicoïdal à deux dents (2) et principalement au-dessous du cercle primitif de fonctionnement de denture (7) et de manière concave, c'est-à-dire en creux, dans le cas du rotor hélicoïdal à trois dents (3), et que les sections apparentes de chaque rotor hélicoïdal sont conçues de préférence de manière symétrique de sorte que, dans chaque section apparente, le centroïde de profil vient se situer sur le centre de rotation du rotor (M.2 ou bien M.3) respectif.

2. Compresseur à vis selon la revendication 1, **caractérisé par le fait que** le volume de chambre de travail sur le côté d'entrée est supérieur au volume de chambre de travail sur le côté de sortie.

3. Compresseur à vis selon la revendication 2, **caractérisé par le fait que** la section apparente côté entrée présente une aire de section d'espace de travail (40) plus grande que la section transversale de section apparente côté sortie ce qui est atteint sur au moins un, mais de préférence sur les deux rotors hélicoïdaux, dans la direction axiale longitudinale de rotor, par une réduction ciblée, de préférence monotone continue des rayons de cercle de tête (30 ou bien 31) de plus de 3 % et de 20 % au maximum, avec une augmentation correspondante des rayons de cercle de pied respectivement en prise.

4. Compresseur à vis selon la revendication 2 ou 3, **caractérisé par le fait que** le pas de vis  $m(z)$  sur la paire de rotors diminue dans la direction axiale longitudinale de rotor de telle manière que le pas de vis à l'entrée (18) est d'au moins 1,5 fois et de 4 fois au maximum plus grand que le pas de vis à la sortie (19).

5. Compresseur à vis selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisé par le fait que**, avec le changement des diamètres extérieurs de rotor (30 et 31), on obtient pour chaque rotor hélicoïdal (2 et 3) une forme extérieure conique avec au moins une valeur conique angulaire constante par rotor hélicoïdal, et que dans la zone d'entrée est prévue, de préférence, une zone cylindrique (41) à valeur constante de diamètre extérieur de tête de rotor par rotor hélicoïdal.

6. Compresseur à vis selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisé par le fait que**, dans la zone d'entrée, les flancs profilés (38 et 39) sont conçus de manière à ce que, sur le rotor

- hélicoïdal (3) à trois dents, les flancs à contour profilé (39) sont prolongés également au-dessus de son cercle primitif de fonctionnement (7), de préférence prolongés de manière cycloïdale, ce par quoi, selon la loi de denture, les flancs profilés (38) sur le rotor hélicoïdal (2) à deux dents sont à prolonger également au-dessous de son cercle primitif de fonctionnement (6).
7. Compresseur à vis selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisé par le fait que** les rotors hélicoïdaux (2 et 3) sont conçus chacun et également opérés avec un refroidissement conique par fluide d'intérieur de rotor (8 et 9) par l'intermédiaire d'un fluide de refroidissement (23).
8. Compresseur à vis selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisé par le fait que** le carter de compresseur (1) présente, lui aussi, un refroidissement par fluide (12) pour l'évacuation de chaleur qui est opéré en un cycle, de préférence en commun, par l'intermédiaire d'un fluide de refroidissement (23), avec le refroidissement par fluide d'intérieur de rotor (8 et 9) pour les rotors hélicoïdaux (2 et 3).
9. Compresseur à vis selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisé par le fait que**, dans la direction axiale longitudinale de rotor, les paramètres de conception de rotor, tel que le pas angulaire de profil de tête de rotor (34) et les rayons de cercle de tête (30 et 31) par rotor hélicoïdal (2 et 3), sont réalisés de telle manière que la température moyenne de rotor du rotor hélicoïdal (2) à deux dents est différente de moins de 25 %, mieux encore d'une valeur inférieure à 10 %, de la température moyenne de rotor du rotor hélicoïdal (3) à trois dents.
10. Compresseur à vis selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisé par le fait que** la température moyenne du carter enveloppant de compresseur (1) diffère, par la taille des surfaces du carter de compresseur (1) qui sont touchées par le fluide de refroidissement ainsi que par les paramètres de flux de fluide de refroidissement, en particulier en ce qui concerne le débit de fluide de refroidissement ainsi que le niveau de température de fluide de refroidissement, de moins de 25 %, mieux encore d'une valeur inférieure à 10 %, de la plus haute température moyenne de rotor hélicoïdal.
11. Compresseur à vis selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisé par le fait que** des creux (10 et 11) semblables à des filets sont prévus à symétrie de profil dans le perçage de cône de refroidissement d'intérieur de rotor (8 et 9) de telle manière que ces creux se trouvent au-dessous des dents respectives de rotor hélicoïdal.
12. Compresseur à vis selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisé par le fait que** l'angle au centre d'arc de cercle de tête de rotor (32) sur le rotor hélicoïdal (2) à deux dents est de préférence dans chaque section apparente plus grand que l'angle d'ouverture respectif de carter de compresseur (33) côté rotor 2.
13. Compresseur à vis selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisé par le fait que** le diamètre extérieur du logement de rotor (13) côté engrenage sur le rotor hélicoïdal (2) à deux dents est réalisé de manière à être plus grand que le diamètre extérieur de la roue dentée de synchronisation (14) du rotor hélicoïdal à deux dents.
14. Compresseur à vis selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisé par le fait que** la fabrication des contours profilés (36, 37, 38 et 39) différents en particulier dans la direction axiale longitudinale de rotor se fait successivement par le procédé de fabrication du tournage des lignes hélicoïdales de séquence de points individuelles dans la direction axiale longitudinale de rotor qui donnent ensuite, lorsqu'elles sont composées, les flancs extérieurs à contour profilé.
15. Compresseur à vis selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisé par le fait que** chaque rotor hélicoïdal (2 et 3) est monté solidement, de préférence par pressage, par des points d'appui de liaison (17, de préférence comme 17.a et 17.b), sur un propre arbre porteur (4 et 5), et que la fabrication ou bien l'usinage des contours profilés de rotor hélicoïdal (36, 37, 38 et 39) n'est réalisé que ci-après.
16. Compresseur à vis selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisé par le fait que** la paire de rotors hélicoïdaux (2 et 3) est réalisée dans un matériau à conductivité thermique importante, de préférence en tant que matériau d'alliage d'aluminium, et ledit carter de compresseur (1) est réalisé donc, de préférence, également en tant que matériau d'alliage d'aluminium.
17. Compresseur à vis selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisé par le fait que**, de préférence, tous les arcs de cercle de tête (36.K et 37.K) sur les deux rotors hélicoïdaux (2 et 3) présentent au moins un rainurage (35).
18. Compresseur à vis selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisé par le fait que**, de préférence pour des applications à surpression, les longueurs de ligne (26 et 27) touchées par le fluide de refroidissement, dans la section apparente côté sortie, pour la paire de rotors hélicoïdaux,

sont de 5% au moins et de 100 % au maximum plus importantes que les longueurs de ligne de chambre de travail (36.F et 38 et 37.F et 39) côté milieu véhiculé.

tête de rotor hélicoïdal  $\Delta m.Ki$  dans la section apparente respective.

- 5
19. Compresseur à vis selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisé par le fait que**, en particulier pour des applications à surpression, il y a sur le rotor hélicoïdal à trois dents - pour les valeurs de rayons de tête (31) qui, en tant que linge de tête de rotor (43), diminuent de manière monotone et continue en direction de l'espace de sortie (19), à partir de l'espace d'entrée (18) avec des valeurs supérieures au rayon de cercle primitif de fonctionnement (7) du rotor hélicoïdal à trois dents, avec un début de préférence cylindrique à l'entrée (18) - à l'intérieur de la première moitié de la longueur totale de filet transporteur de rotor hélicoïdal L.ges (66), une zone intermédiaire (49) ayant une plus forte diminution des valeurs de rayon de tête (31). 10 15 20
20. Compresseur à vis selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisé par le fait que** les lignes de tête de rotor (42.b) et (43.b) effectives sont réalisées avec une allure lissée continue en courbure. 25
21. Compresseur à vis selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisé par le fait qu'un** organe de réglage (56) et des perçages supplémentaires (54) et (60) sont prévus et que, en cas de "sur-compression", c'est-à-dire lorsque la pression régnant dans les chambres de travail avant l'ouverture à la sortie est supérieure à la pression régnant dans l'espace de sortie (19), un flux de gaz véhiculé de sur-compression (55) est amené au refroidisseur postérieur de gaz véhiculé (53) par ledit organe de réglage (56) et ledit au moins un perçage supplémentaire (54) et (60). 30 35 40
22. Compresseur à vis selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisé par le fait qu'un** organe de réglage (58) et des perçages supplémentaires (59) et (61) sont prévus et que, en cas de "sous-compression", c'est-à-dire lorsque la pression régnant dans les chambres de travail avant l'ouverture à la sortie est inférieure à la pression régnant dans l'espace de sortie (19), un flux de gaz véhiculé de sous-compression (57) qui, de préférence, a été déjà refroidi par ledit refroidisseur postérieur de gaz véhiculé (53), est conduit par ledit organe de réglage (58) et ledit au moins un perçage supplémentaire (59) et (61). 45 50
23. Compresseur à vis selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisé par le fait que** les diamètres  $\emptyset V.Pi$  des perçages de chambre de travail (60) et (61) sont inférieurs à la largeur de 55

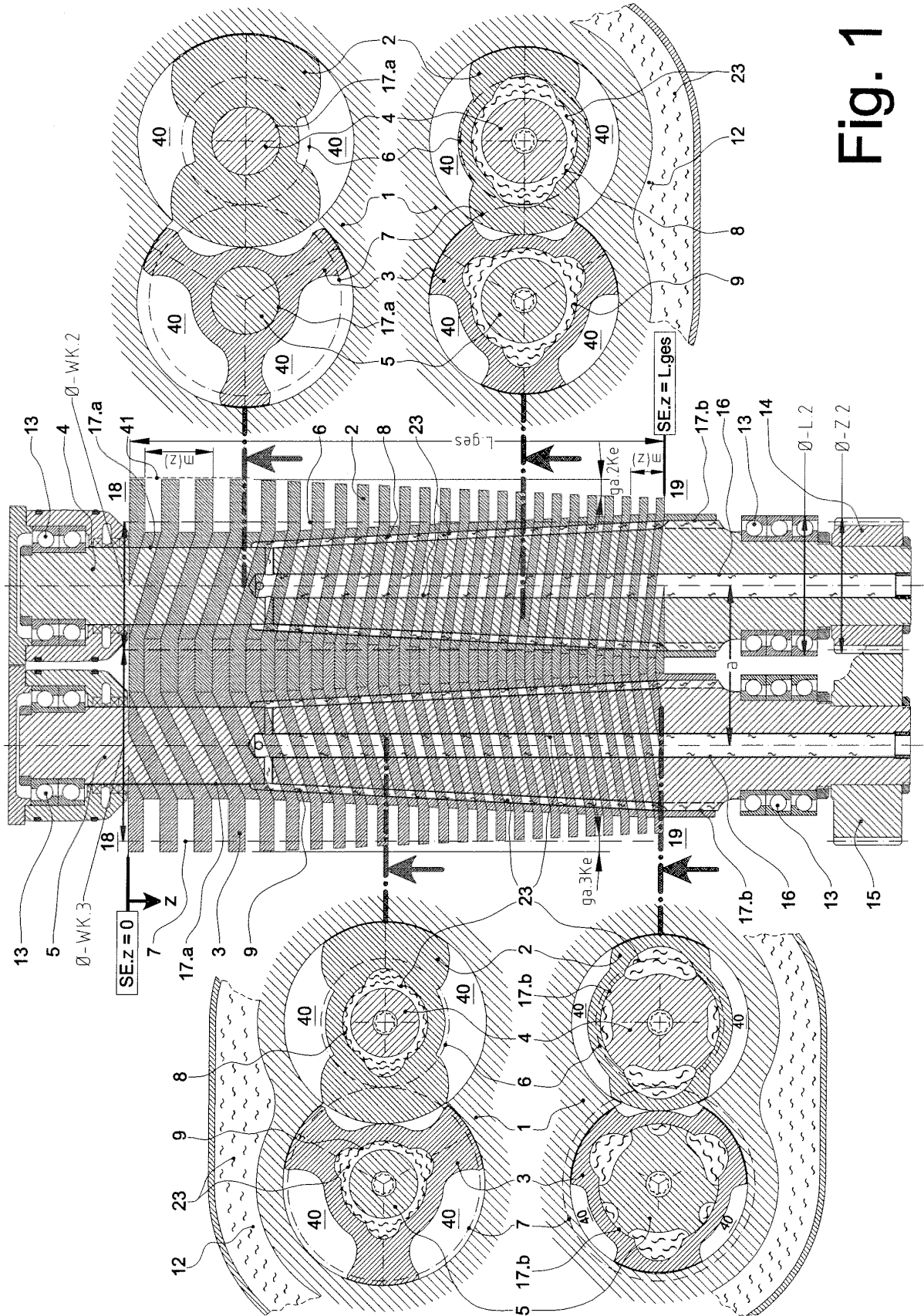


Fig. 1

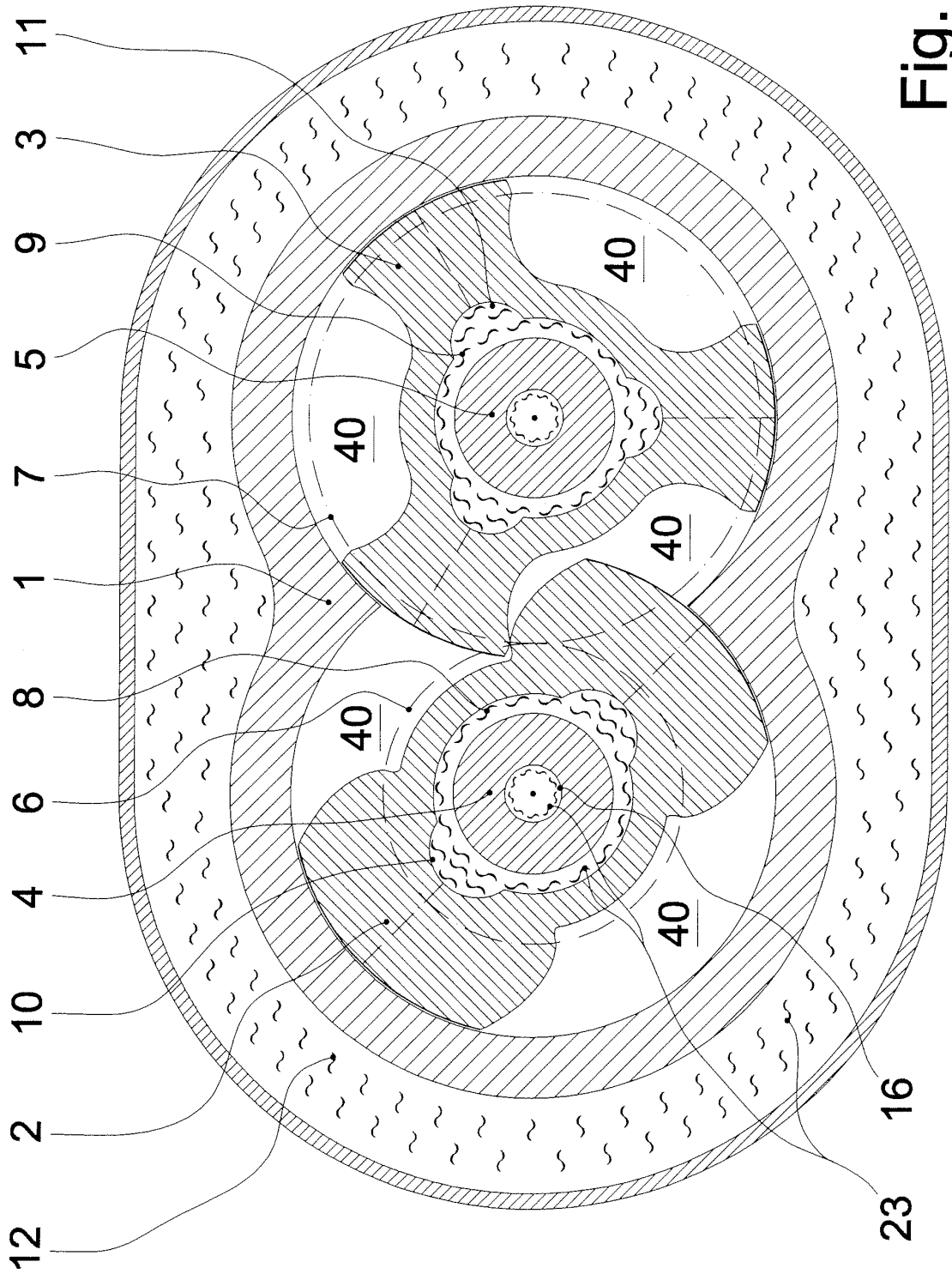


Fig. 2

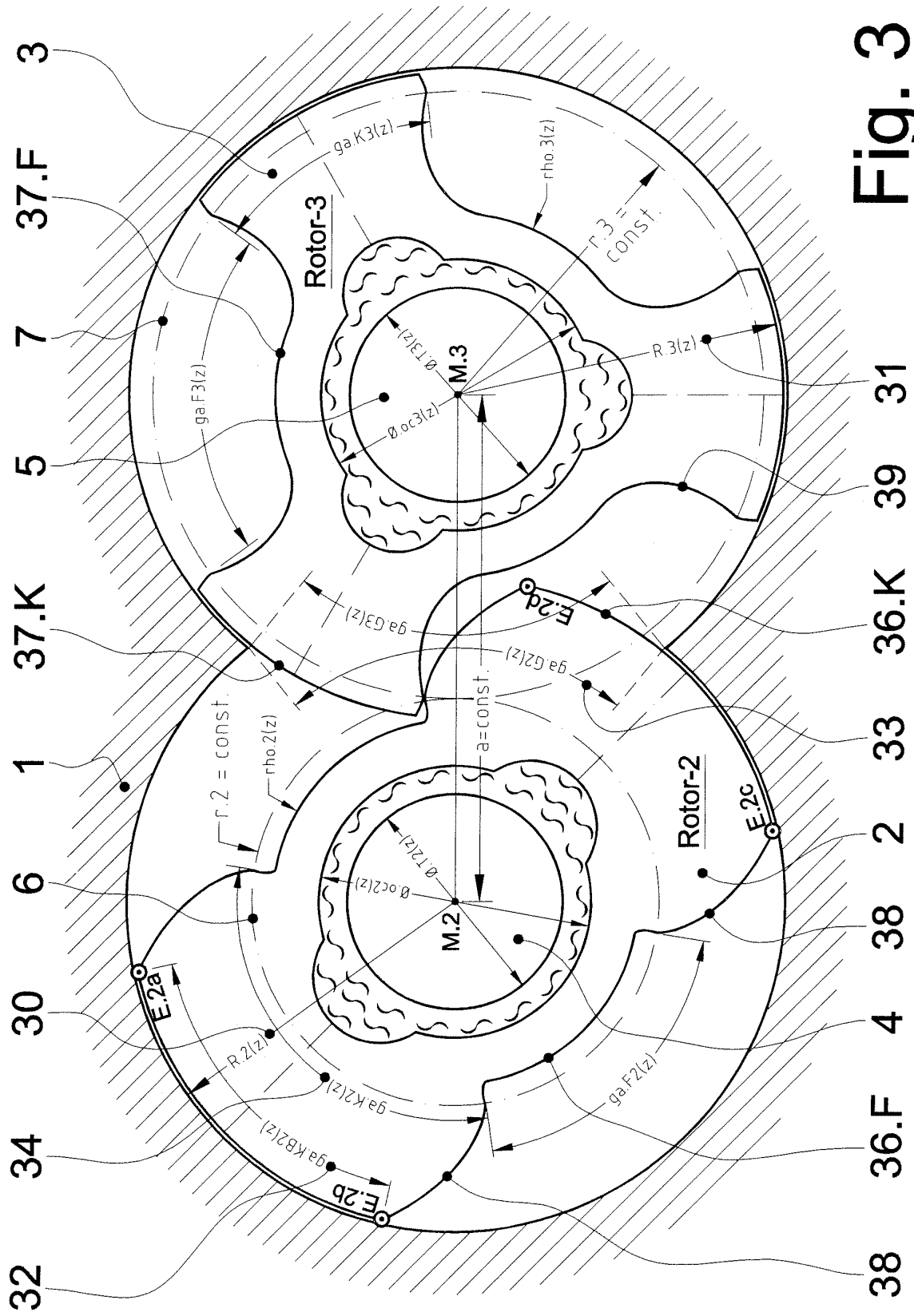
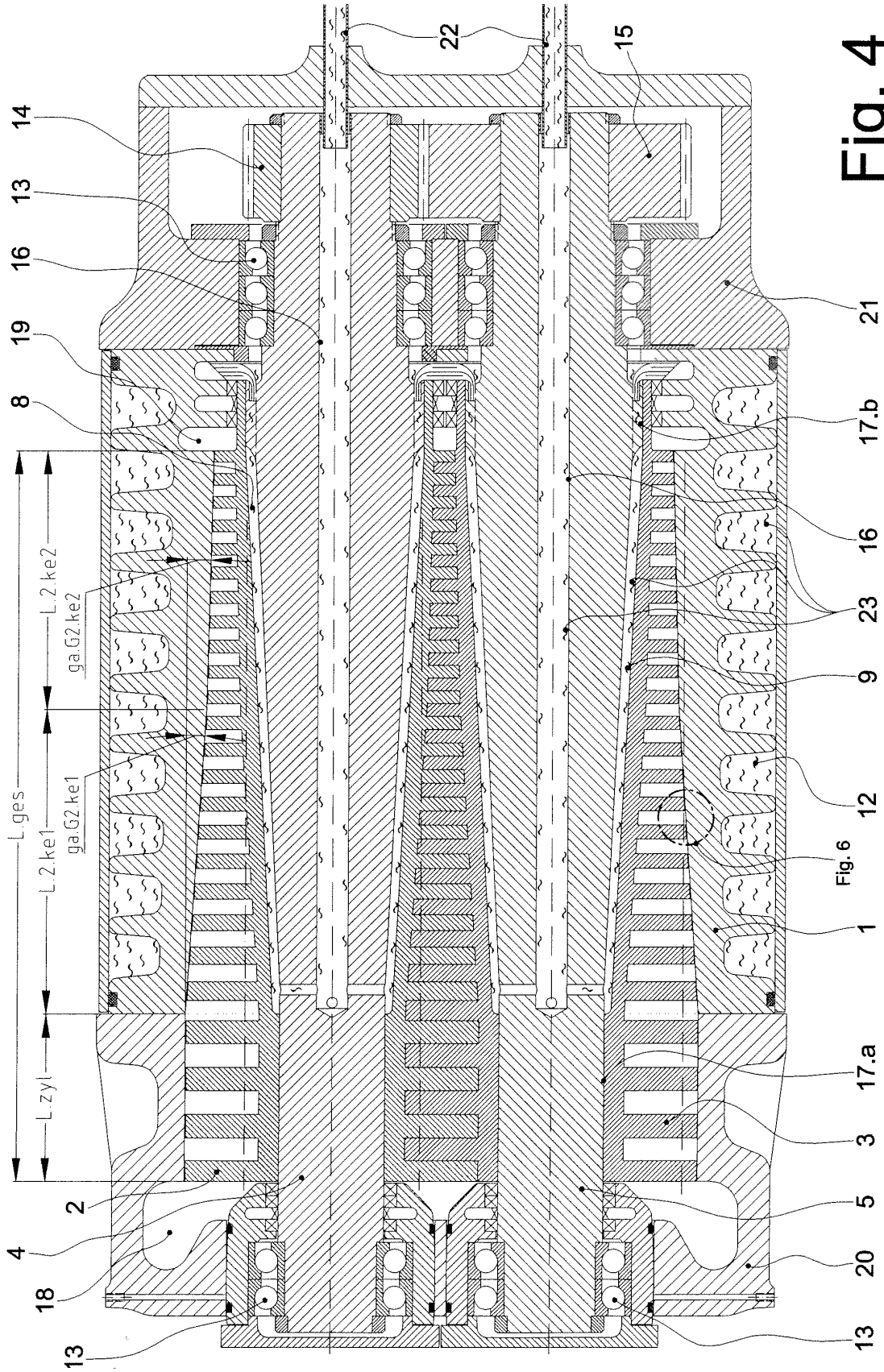


Fig. 3



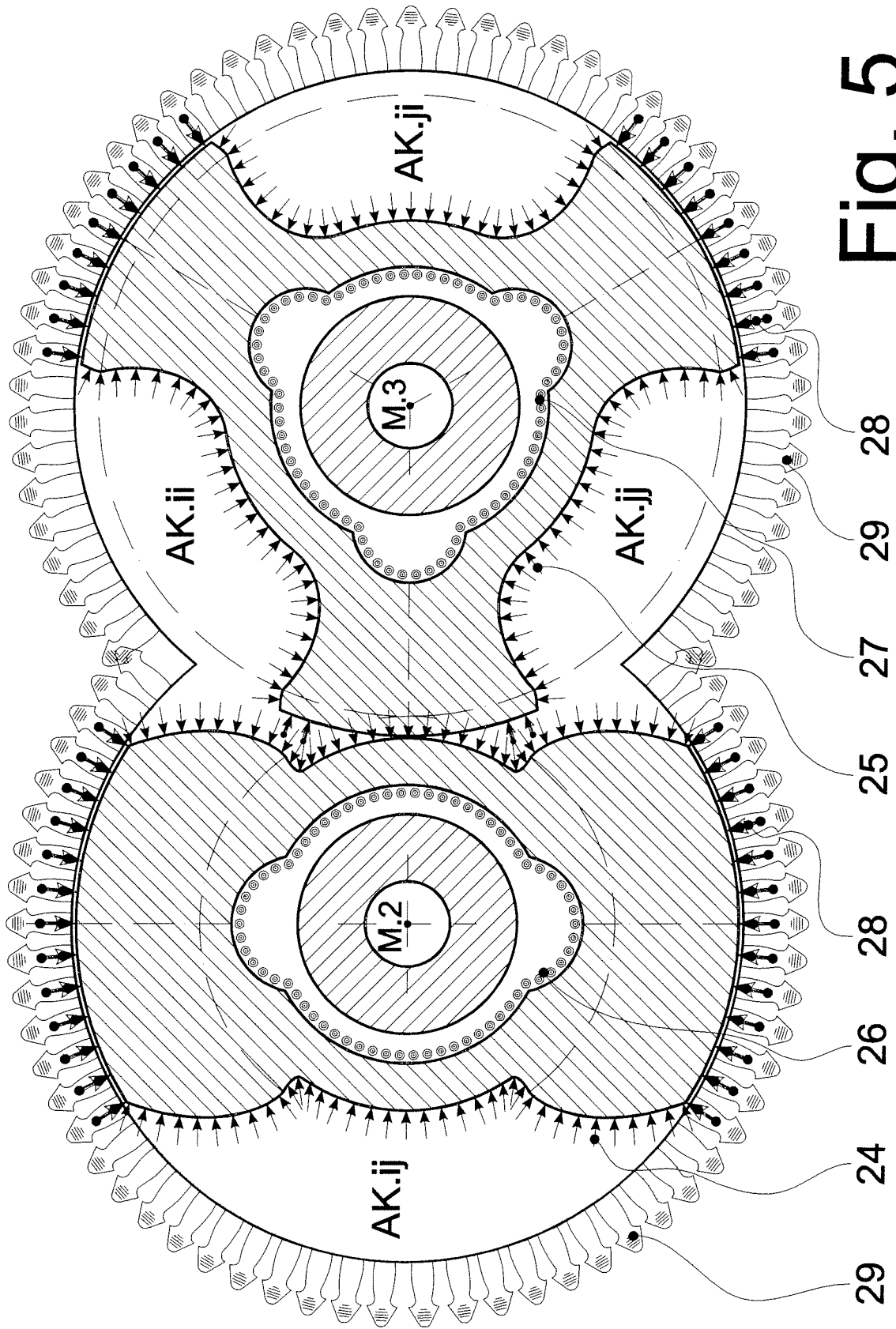


Fig. 5

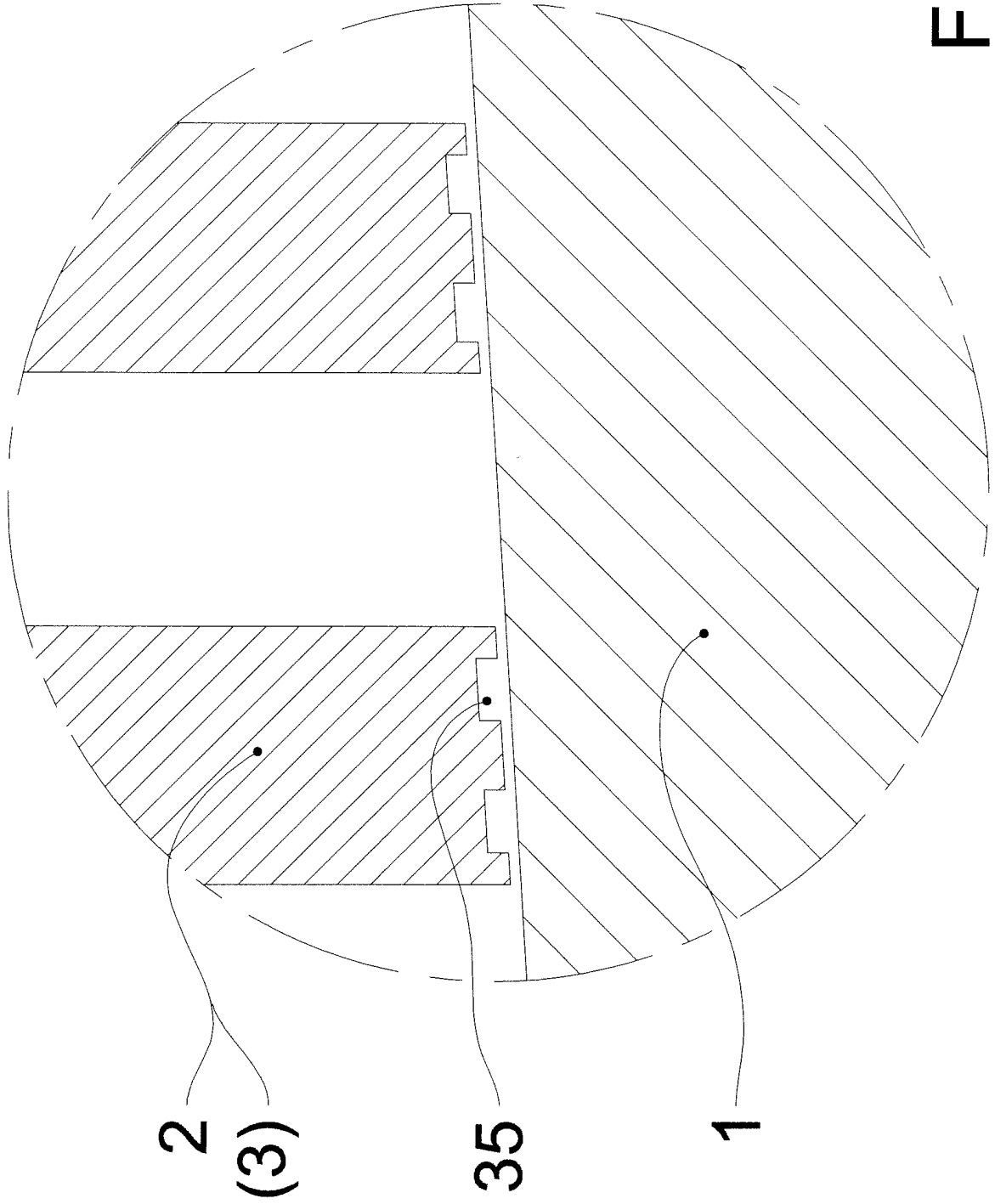


Fig. 6

**IN DER BESCHREIBUNG AUFGEFÜHRTE DOKUMENTE**

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

**In der Beschreibung aufgeführte Patentdokumente**

- WO 0012899 A [0004] [0035]
- EP 2008068364 W [0004] [0035]
- DE 102010064388 [0005]