(19) Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets

(11) EP 0 842 362 B1

(12) # EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
13.11.2002 Patentblatt 2002/46

(21) Anmeldenummer: **96924755.0**

(22) Anmeldetag: **19.07.1996**

(51) Int Cl.[7]: **F04C 18/02**, F01C 17/06

(86) Internationale Anmeldenummer:
PCT/DE96/01330

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 97/005390 (13.02.1997 Gazette 1997/08)

(54) **SPIRALVERDICHTER, INSBESONDERE ZUM EINSATZ BEI DER DRUCKLUFTERZEUGUNG FÜR SCHIENENFAHRZEUGE**

SPIRAL COMPRESSOR, USEFUL IN PARTICULAR TO GENERATE COMPRESSED AIR FOR RAIL VEHICLES

COMPRESSEUR A SPIRALES, UTILE NOTAMMENT POUR GENERER DE L'AIR COMPRIME DANS DES VEHICULES SUR RAILS

(84) Benannte Vertragsstaaten:
BE DE IT SE

(30) Priorität: **31.07.1995 DE 19528071**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
20.05.1998 Patentblatt 1998/21

(73) Patentinhaber: **KNORR-BREMSE Systeme für Schienenfahrzeuge GmbH**
80809 München (DE)

(72) Erfinder:
- **HOLZAPFEL, Christian**
  D-85101 Lenting (DE)
- **ZÖRNER, Wilfried**
  D-85258 Weichs (DE)
- **FRANK, Robert**
  D-82110 Germering (DE)

(56) Entgegenhaltungen:
EP-A- 0 548 002
DE-A- 3 604 235
US-A- 4 954 056

- **PATENT ABSTRACTS OF JAPAN vol. 16, no. 452 (M-1313), 21.September 1992 & JP,A,04 159477 (SANDEN CORP.), 2.Juni 1992,**

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).

EP 0 842 362 B1

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft einen Spiralverdichter nach dem Gattungsbegriff des Patentanspruches 1.

[0002] Bei der Drucklufterzeugung, insbesondere bei der ölfreien Drucklufterzeugung in Schienenfahrzeugen, sind infolge der großen, zu erzeugenden Luftmengen und der extrem rauen Bedingungen besondere Anforderungen an die Verdichtertechnik zu stellen. Selbst unter rauen Umgebungsbedingungen (Temperatur, Schwingungen, Stöße, etc.) ist stetst volle Betriebsfähigkeit zu gewährleisten.

[0003] Aus der US 4,954,056 geht ein gattungsgemäßer Spiralverdichter hervor. Der Spiralverdichter ist mit zwei in einem Gehäuse angeordneten, ineinanderlaufenden Spiralen aufgebaut, deren für die Verdichtungswirkung erforderliche Relativbewegung zueinander durch eine gegenseitige Versetzung ihrer in Lagern geführten Rotationsachsen erzeugt wird, wobei die Spiralen in je einem Lager laufen.

[0004] Die erforderliche Zwangsführung beider Spiralen zueinander erfolgt hierbei über Kopplungsstifte, die einander gegenüberliegend je an einer Spirale angeordnet sind und über einen Verbindungsring miteinander gekoppelt sind.

[0005] Ein Nachteil dieser Lösung besteht darin, dass ein solcher Spiralverdichter für raue Umgebungsbedingungen - wie diese im Schienenfahrzeugbereich vorherrschen - nicht geeignet ist. Insbesondere bildet der Bereich der Zwangsführung beider Spiralen einen Schwachpunkt hinsichtlich der Belastbarkeit. Es kann bei extremer Belastung zu einem Bruch der Kopplungsstifte oder des Verbindungsringes kommen. Diese Teile würden dann in den Druckluftkreislauf gelangen.

[0006] In zunehmendem Maße wird im Bereich der Schienenfahrzeuge ölfreien Spiralverdichtern erhöhte Aufmerksamkeit gewidmet, insbesondere um den Anfall ölhaltigen Kondensats zu vermeiden und um die Wartung zu vereinfachen. Grund der gegenüber heutigen handelsüblichen, ölfreien Spiralverdichtern im Schienenfahrzeugeinsatz stark zu vergrößernden Leistung (z. B. Ansaugvolumenstrom von ca. 1.600 l/min) und der damit verbundenen hohen Belastung des Spiralverdichters ist eine einfache Vergrößerung derartiger Verdichter nicht möglich, insbesondere im Hinblick auf die sehr hohen Axialkräfte, welche die Neigung besitzen, die Spiralen des Verdichters auseinanderzudrücken. Bei sogenannter einseitiger Spiralanordnung ist insbesondere die Abstützung derartiger Axialkräfte problematisch, da sehr große Lager erforderlich sind. Verschärft wird diese Problematik durch die geforderte ölfreie Verdichtung, aufgrund welcher die Reibleistung der Lager nur sehr schwer abführbar ist. Verdichter mit einseitiger Spiralanordnung wurden bis dato aus den vorgenannten Gründen im Schienenfahrzeugbereich als nicht einsetzbar angesehen.

[0007] Ein weiteres Problem besteht darin, daß bei derartigen Spiralverdichtern der Aufwand für eine "Antirotationseinrichtung", welche die korrekte Relativstellung der beiden Spiralen sicherstellt, möglichst gering zu halten ist. Nach dem Stand der Technik wurde dazu i. allg. eine Oldham-Kupplung verwendet, die aber für größere Einheiten, sowie für ölfreie Verdichter relativ ungeeignet ist. Konventionelle Nebenexzenter bringen einen erheblichen Bauaufwand mit sich, insbesondere im Hinblick auf hohe Anzahl der benötigten Lager.

[0008] Davon ausgehend besteht die Aufgabe der Erfindung darin, einen vorzugsweise vollständig ölfrei arbeitenden Spiralverdichter mit einseitiger Spiralanordnung so auszugestalten, daß auch bei großem Ansaugvolumenstrom als auch bei großen Verdichtungsverhältnissen eine exakte Relativstellung der beiden Spiralen sichergestellt ist; insbesondere soll bei der zur Bildung der Verdichtungstaschen benötigten Relativbewegung beider Spiralen kein unnötiger, zum Verklemmen führender Reibungseingriff entstehen können.

[0009] Zur Lösung dieser Aufgabe dienen die Merkmale nach dem Kennzeichnungsteil des Patentanspruches 1.

[0010] Durch die Zwangsführung mit Hilfe der Stützrollen ist ein sogenannter "Antirotationsmechanismus" zwischen den Spiralen gegeben, d.h. dieser verhindert nicht die Rotation der Spiralen gegenüber dem Gehäuse, sondern eine Relativrotation beider Spiralen zueinander. Infolge der Versetzung der Achsen der beiden Wellen der Spiralen führen diese orbitierende Bewegungen zueinander aus, welche erforderlich sind, um die Saug- und Verdichtungstaschen zur Erzeugung der Druckluft entstehen zu lassen. Die Stützrollen sind somit in vorteilhafter Weise als Mitnehmer der einen Spirale gegenüber der anderen Spirale wirksam, gleichzeitig vermitteln sie infolge des Freiheitsgrades ihrer Abrollbewegung in der Bohrung die nötige Relativbewegung zur Bildung der Saug- und Drucktaschen.

[0011] Vorteilhafte Ausgestaltungen und Weiterbildungen sind in weiteren Patentansprüchen aufgeführt.

[0012] Die Erfindung ist nachfolgend anhand eines Ausführungsbeispiels unter Bezugnahme auf die beigefügte Zeichnung erläutert.

[0013] Figur 1 der Zeichnung ist eine Schnittansicht des Spiralverdichters nach der Erfindung; und

[0014] Figur 2 ist eine vergrößerte Einzelschnittdarstellung einer der Stützrollen innerhalb der im Druckkranz eingelassenen Bohrung.

[0015] In Figur 1 der Zeichnung ist ein mit einer einseitigen Spiralanordnung versehener Spiralverdichter 1 dargestellt. Dieser ist mit einem Gehäuse 3 versehen, in welchem zwei ineinandergreifende Spiralen laufen, nämlich eine mittels einer Welle 5 angetriebene Spirale 7 und eine durch die Spirale 7 geschleppte Spirale 9. Die beiden Spiralen führen jeweils eine reine Rotationsbewegung aus; durch die rein rotatorische Bewegung der Spiralen treten keine Unwuchtkräfte auf, sofern die Spiralen jeweils in sich ausgewuchtet sind.

[0016] Die für eine Verdichtungswirkung erforderliche, orbitierende Relativbewegung beider Spiralen zu-

einander wird erzeugt, indem die Rotationsachsen 11 und 13 beider Spiralen einen gewissen Abstand zueinander aufweisen. Fernerhin ist die geschleppte Spirale 9 von einem Druckkranz 15 umgriffen, welcher mit der angetriebenen Spirale 7 (über nicht dargestellte Befestigungsmittel) fest verschraubt oder auf sonstige Weise verbunden ist. Um die Funktion des sogenannten "co-rotating"-Prinzips beider Spiralen zu gewährleisten, d.h. um jederzeit die korrekte Relativstellung der beiden Spiralen zueinander sicherzustellen, wirkt zwischen den beiden Spiralen ein "Antirotationsmechanismus" in Form einer Zwangsführung, welche aus drei von der geschleppten Spirale 9 getragenen Stützrollen 17 besteht, die in unter gleichem Winkelabstand zueinander angeordneten Bohrungen 19 im Druckkranz 15 laufen. Demnach sind drei unter einem Winkelabstand von jeweils 120° zueinander angeordneten Stützrollen drei unter gleichem Winkelabstand zueinander angeordnete Bohrungen 19 zugeordnet. Da sich der Druckkranz 15 mit der angetriebenen Spirale 7 dreht, nimmt dieser mittels der Wandungen der Bohrungen und die Stützrollen 17 die Spirale 9 mit, d.h. diese wird geschleppt, wobei die beiden Spiralen infolge der Versetzung der Rotationsachsen 11 und 13 innerhalb des Freiheitsgrades der Bohrungen "orbitierende" Bewegungen zueinander ausführen. Diese orbitierenden Bewegungen der Spiralen zueinander erzeugen zwischen diesen im Volumen sich verändernde Spiraltaschen, welche zur Verdichtung des über den Ansaugkanal 21 angesaugten Gas- bzw. Luftvolumens beitragen. Die verdichtete Luft wird durch eine im Zentrum der Spirale 9 liegende Axialbohrung 23 und einen Druckstutzen 25 aus dem Verdichtungsraum 27 ausgeschoben. Die angetriebene Welle 5 der Spirale 7 läuft in einem Lager 29, während die Welle 31 der geschleppten Spirale 9 in einem Lager 33 läuft.

[0017] In Figur 2 ist in vergrößerter Einzelschnittansicht eine der Stützrollen 17 innerhalb der sie führenden Bohrung 19 dargestellt. Die Bohrung 19 ist im dargestellten Ausführungsbeispiel als Führungsring ausgebildet, derart, daß eine Stahlbüchse 20 zur möglichst verschleißfreien Auflage der Stützrolle vorgesehen ist. Um geringe thermische Dehnungen verspannungsfrei aufzunehmen können die Stützrollen an ihrem Außenumfang eine elastische Kunststoffhülse (nicht dargestellt) tragen oder sie können kunststoffbeschichtet sein. Die Befestigung der Stützrollen an der Spirale 9 ist im in Figur 2 dargestellten Ausführungsbeispiel mittels Schrauben 22 vorgesehen, welche in einfacher Weise einen Austausch der Stützrollen ermöglichen.

[0018] Bei einem Spiralverdichter der vorstehend beschriebenen einseitigen Spiralenanordnung ist es bei komplett ölfreiem Lauf erwünscht, ein großes Verdichtungsverhältnis zu erreichen, ohne daß es infolge der daraus resultierenden Axialkräfte an den Spiralen zu einer zu starken Belastung der Lager kommt. Um diesem Problem zu begegnen, ist eine Vorrichtung zur Axialkraftkompensation vorgesehen. Diese Vorrichtung besteht aus Druckkammern 35, welche zwischen der Innenseite des Druckkranzes 15 und einer auf der Rückseite der Spirale 9 angebrachten Ringscheibe 37 vorgesehen sind. Im dargestellten Ausführungsbeispiel handelt es sich bei den Druckkammern 35 um die sehr niedrigen Volumina, welche jeweils zwischen der Ringscheibe 37 und der zugewandten Innenfläche des Druckkranzes 15 bestehen. Die Größe und die Formgebung der Druckkammern ist durch trockenlaufende Dichtungen 39 bestimmt, welche die Druckkammern gegenüber Außenluft d.h. gegenüber dem Außenluftvolumen zwischen Kühllufteintritt 40 und Kühlluftaustritt 41 der Spirale 9 abdichten. Im dargestellten Ausführungsbeispiel sind unter gleichem Winkelabstand von 120° zueinander jeweils zwischen den Bohrungen 19 befindlich drei Druckkammern 35 vorgesehen, welche jeweils über Bohrungen 43 mit Druckluft aus den Verdichtungstaschen 45 der Spiralen versorgt werden.

[0019] Bei Betrieb des Spiralverdichters baut sich infolge der vorstehend beschriebenen Druckversorgung der Druckkammern 35 in diesen ein Druck auf, welcher die beiden Spiralen einander zugewandt drückt, da der Druckkranz 15 mit der Spirale 7 verbunden ist und die Ringscheibe 37 im rückwärtigen Bereich der Spirale 9 von dieser getragen wird, z.B. durch mit der Spirale 9 verbundene, radiale Kühlrippen 47 bzw. durch die Lagerzapfen der Stützrollen 17, welche unter Winkelabstand zueinander die Ringscheibe 37 durchsetzen, wie in der oberen Schnitthälfte der Zeichnung ersichtlich ist. Da die Spiralen 7 und 9 mittels der vorstehend beschriebenen Vorrichtung zur Axialkraftkompensation bei gleichzeitiger Zwangsführung aufeinander zugewandt gedrückt werden, werden die Lager 29 und 33 in gleichem Maße von Axialkräften entlastet, weshalb ölfrei arbeitende Spiralverdichter der beschriebenen Art auch mit großem Verdichtungsverhältnis bei großem Ansaugvolumen arbeiten können.

[0020] Außer der vorgenannten Kühlluftanordnung für die Spirale 9 ist auch an der Spirale 7 ein entsprechendes Kühlsystem vorgesehen, d.h. es besteht ein Kühllufteintritt 49 und ein Kühlluftaustritt 51; desweiteren sind mit der Spirale 7 verbundene, radiale Kühlrippen 53 vorgesehen.

Bezugszeichenliste

[0021]

1	Spiralverdichter
3	Gehäuse
5	Welle
7	Spirale
9	Spirale
11	Rotationsachse
13	Rotationsachse
15	Druckkranz
17	Stützrolle
19	Bohrung
20	Stahlbüchse

21 Ansaugkanal
22 Schraube
23 Axialbohrung
25 Druckstutzen
27 Verdichtungsraum
29 Lager
31 Welle
33 Lager
35 Druckkammer
37 Ringscheibe
39 Dichtung
40 Kühllufteintritt
41 Kühlluftaustritt
43 Bohrung
45 Verdichtungstasche
47 Kühlrippen
49 Kühllufteintritt
51 Kühlluftaustritt
53 Kühlrippen

Patentansprüche

1. Spiralverdichter, insbesondere zum Einsatz bei der Drucklufterzeugung für Schienenfahrzeuge, mit wenigstens zwei in einem Gehäuse angeordneten, ineinanderlaufenden Spiralen, deren für die Verdichtungswirkung erforderliche Relativbewegung zueinander durch eine gegenseitige Versetzung ihrer in Lagern geführten Rotationsachsen erzeugt wird, wobei die Spiralen je in einem Lager laufen, **gekennzeichnet durch** folgende Merkmale:

a) die erste der ineinandergreifenden Spiralen (7) trägt unter axialem Abstand einen mit ihr verbundenen und mit ihr umlaufenden Druckkranz (15);

b) zwischen dem Druckkranz (15) und der ersten Spirale (7) ist die zweite Spirale (Spirale 9) angeordnet; und

c) von der dem Druckkranz (15) zugewandten Rückseite der zweiten Spirale (Spirale 9) erstrecken sich unter Abstand zueinander drehbar gelagerte Stützrollen (17), welche unter Zwangsführung in in den Druckkranz (15) eingelassenen Bohrungen (19) abrollen.

2. Spiralverdichter nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, daß** drei unter einem Winkelabstand von jeweils 120° zueinander an der Rückseite der zweiten Spirale (9) angeordnete, von dieser sich erstreckende Stützrollen (17) in den Bohrungen (19) des mit der ersten Spirale (7) verbundenen Druckkranzes (15) abrollen.

3. Spiralverdichter nach einem der vorangehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Stützrollen (17) an ihrem Außenumfang eine elastische Kunststoffhülse tragen oder kunststoffbeschichtet sind.

4. Spiralverdichter nach einem der vorangehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Stützrollen (17) jeweils mit einer Schraube (22) gegenüber einem axialen Fortsatz der zweiten Spirale (9) verschraubt sind.

5. Spiralverdichter nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, daß** zum Zwecke der Kompensation der von den Spiralen (7,9) auf die Lager (29,33) ausgeübten Axialkräfte Druckkammern (35) vorgesehen sind, mittels welchen die beiden Spiralen (7,9) gegenseitig abgestützt sind.

6. Spiralverdichter nach einem der vorangehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Druckkammern (35) zwischen der Innenseite des Druckkranzes (15) und einer an dieser anliegenden Ringscheibe (37) gebildet und über Bohrungen (43) von Verdichtungstaschen (45) des Spiralverdichters mit Druckluft gespeist sind.

7. Spiralverdichter nach einem der vorangehenden Ansprüche, **gekennzeichnet durch** folgende Merkmale :

a) die Druckkammern (35) sind je **durch** eine im Druckkranz eingelassene Druckkammerdichtung mit Trockenlaufeigenschaften begrenzt;

b) die Ringscheibe (37) überlappt die Druckkammern mit einer der Relativgeschwindigkeit zwischen den beiden Spiralen (7,9) entsprechenden Gleitgeschwindigkeit; und

c) die Druckkammern sind über Durchlässe in der Ringscheibe und über die Bohrungen (43) mit den Verdichtungstaschen des Spiralverdichters verbunden.

8. Spiralverdichter nach einem der vorangehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, daß** sich die Ringscheibe (37) an mit der zweiten Spirale verbundenen, radialen Kühlrippen (47) abstützt, derart, daß durch den in den Druckkammern sich aufbauenden Druck als Reaktionskraft gegenüber dem Druckkranz (15) und der Ringscheibe (37) die auf die Lager (29,33) der Spiralen einwirkenden Axialkräfte kompensiert werden.

9. Spiralverdichter nach einem der vorangehenden Ansprüche, **gekennzeichnet durch** drei unter einem Winkelabstand von jeweils 120° zueinander

bestehende Druckkammern zwischen der Innenfläche des Druckkranzes (15) und der zugewandten Innenfläche der Ringscheibe (37).

10. Spiralverdichter nach einem der vorangehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Bohrungen (19) jeweils zwischen zwei Druckkammern (35) angeordnet sind.

11. Spiralverdichter nach einem der vorangehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, daß** die erste Spirale (7) angetrieben ist und daß die zweite Spirale (9) mittels der Zwangsführung von der ersten Spirale (7) geschleppt ist.

Claims

1. Spiral compressor, particularly for operation in the generation of compressed air for rail vehicles, comprising at least two spirals disposed in a housing and intermeshing with each other, whose movement relative to each other, which is necessary for the compressing effect, is induced by a mutual displacement of their axes of rotation guided in bearings, with each of said spirals running in a bearing, **characterised by** the following features:

(a) the first one of said mutually intermeshing spirals (7) carries a pressure rim (15) at an axial spacing, which is connected to it and rotates along with it;

(b) the second spiral (spiral 9) is disposed between said pressure rim (15) and said first spiral (7); and

(c) supporting rollers (17) that are supported for rotation at a mutual spacing extend from the rear side of said second spiral (spiral 9), which faces said pressure rim (15), which supporting rollers are forcefully guided for rolling in bores (19) recessed in said pressure rim.

2. Spiral compressor according to Claim 1, **characterised in that** three supporting rollers (17), which are disposed on the rear side of said second spiral (9) at a mutual angular spacing by 120° and extend therefrom, roll in said bores (19) of said pressure rim (15) connected to said first spiral (7).

3. Spiral compressor according to any of the preceding Claims, **characterised in that** said supporting rollers (17) carry an elastic plastic sleeve on their outside periphery or are coated with a synthetic material.

4. Spiral compressor according to any of the preceding Claims, **characterised in that** each of said supporting rollers (17) is screwed by means of a screw (22) relative to an axial extension of said second spiral (9).

5. Spiral compressor according to Claim 1, **characterised in that** pressure chambers (35) are provided for the purpose of compensating the axial forces exerted by said spirals (7, 9) on said bearings (29, 33), with said two spirals (7, 9) being supported relative to each other by means of said pressure chambers.

6. Spiral compressor according to any of the preceding Claims, **characterised in that** said pressure chambers are formed between the inner side of said pressure rim (15) and an annular disk (37) bearing against this side, while they are supplied with compressed air from compression pockets (45) of the spiral compressor via bores (43).

7. Spiral compressor according to any of the preceding Claims, **characterised by** the following features:

(a) each of said pressure chambers (35) is defined by a respective pressure chamber seal recessed in said pressure rim and presenting dry running properties;

(b) said annular disk (37) overlaps said pressure chambers (35) with a sliding speed corresponding to the relative speed between said two spirals (7, 9);

(c) said pressure chambers are connected to said compression pockets of the spiral compressor via passages in said annular disk and via said bores (43).

8. Spiral compressor according to any of the preceding Claims, **characterised in that** said annular disk (37) is supported on radial cooling fins (47) connected to said second spiral, in such a way that the pressure established in said pressure chambers, as reactive force relative to said pressure rim (15) and said annular disk (37) compensate the axial forces acting upon said bearings (29, 33) of said spirals.

9. Spiral compressor according to any of the preceding Claims, **characterised by** three pressure chambers present at a respective angular spacing by 120° relative to each other are present between the inner surface of said pressure rim (15) and the facing inner surface of said annular disk (37).

10. Spiral compressor according to any of the preceding Claims, **characterised in that** each of said bores (19) is disposed between two respective

pressure chambers (35).

11. Spiral compressor according to any of the preceding Claims, **characterised in that** said first spiral (7) is driven and that said second spiral (9) is entrained by said first spiral (7) by forceful guidance.

Revendications

1. Compresseur hélicoïdal, en particulier pour utilisation dans la production d'air comprimé pour véhicules sur rail, doté d'au moins deux spirales tournant l'une dans l'autre agencées dans un caisson dont le mouvement relatif mutuel nécessaire à l'action de compression est produit par un décalage réciproque de leurs axes de rotation effectués dans des paliers, les spirales tournant chacune dans un palier,
caractérisé par les particularités suivantes:

a) la première des spirales prises l'une dans l'autre (7) porte à distance axiale une couronne de compression (15) liée à elle et tournant avec elle;
b) la deuxième spirale (spirale 9) est agencée entre la couronne de compression (15) et la première spirale (7), et
c) du côté arrière de la deuxième spirale (spirale 9) tourné vers la couronne de compression (15) s'étendent à une certaine distance les uns des autres, des galets de soutien (17) placés à rotation, lesquels par guidage forcé roulent dans des orifices (19) effectués dans la couronne de compression (15).

2. Compresseur hélicoïdal selon la revendication 1, **caractérisé en ce que** trois galets de soutien (17) agencés à distance angulaire de chaque fois 120° les uns par rapport aux autres sur le côté arrière de la deuxième spirale (9) et s'étendant de celle-ci, roulent dans les orifices (19) de la couronne de compression (15) liée à la première spirale (7).

3. Compresseur hélicoïdal selon l'une des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** les galets de soutien (17) portent, sur leur périmètre extérieur, une enveloppe en matière synthétique élastique ou sont recouverts de matière synthétique.

4. Compresseur hélicoïdal selon l'une des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** les galets de soutien (17) sont vissés chaque fois avec une vis (22) vis-à-vis d'un prolongement axial de la deuxième spirale (9).

5. Compresseur hélicoïdal selon la revendication 1, **caractérisé en ce que** dans un but de compensation sont prévues des forces axiales exercées par les spirales (7, 9) sur les paliers (29, 33) des chambres de compression (35), au moyen desquelles les deux spirales (7, 9) sont mutuellement soutenues.

6. Compresseur hélicoïdal selon l'une des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** les chambres de compression (35) sont formées entre le côté intérieur de la couronne de compression (15) et une plaque annulaire (37) contiguë à celle-ci, et qu'elles sont alimentées en air comprimé par des orifices (43) de poches d'étanchéité (45) du compresseur hélicoïdal.

7. Compresseur hélicoïdal selon l'une des revendications précédentes, **caractérisé par** les particularités suivantes:

a) les chambres de compression (35) sont chacune délimitées par des caractéristiques de fonctionnement sec au moyen d'un joint de chambre de compression effectué dans la couronne de compression;
b) la plaque annulaire (37) chevauche les chambres de compression à une vitesse de glisse correspondant à la vitesse relative entre les deux spirales (7, 9), et
c) les chambres de compression sont reliées aux poches d'étanchéité du compresseur hélicoïdal par des passages dans la plaque annulaire et par des orifices (43).

8. Compresseur hélicoïdal selon l'une des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** la plaque annulaire (37) s'appuie sur une ailette de refroidissement (47) radiale reliée à la deuxième spirale, de telle manière que, la pression s'accumulant dans les chambres de compression compense, comme force réactionnelle à l'encontre de la couronne de compression (15) et de la plaque annulaire (37), les forces axiales agissant sur les paliers (29, 33) des spirales.

9. Compresseur hélicoïdal selon l'une des revendications précédentes, **caractérisé par** trois chambres de compression existant les unes par rapport aux autres à distance angulaire de chaque fois 120° entre la surface intérieure de la couronne de compression (15) et la surface intérieure tournée vers elle de la plaque annulaire (37).

10. Compresseur hélicoïdal selon l'une des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** les orifices (19) sont agencés chaque fois entre deux chambres de compression (35).

11. Compresseur hélicoïdal selon l'une des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** la pre-

mière spirale (7) est entraînée et **en ce que** la deuxième spirale (9) est remorquée par la première spirale (7) au moyen du guidage forcé.

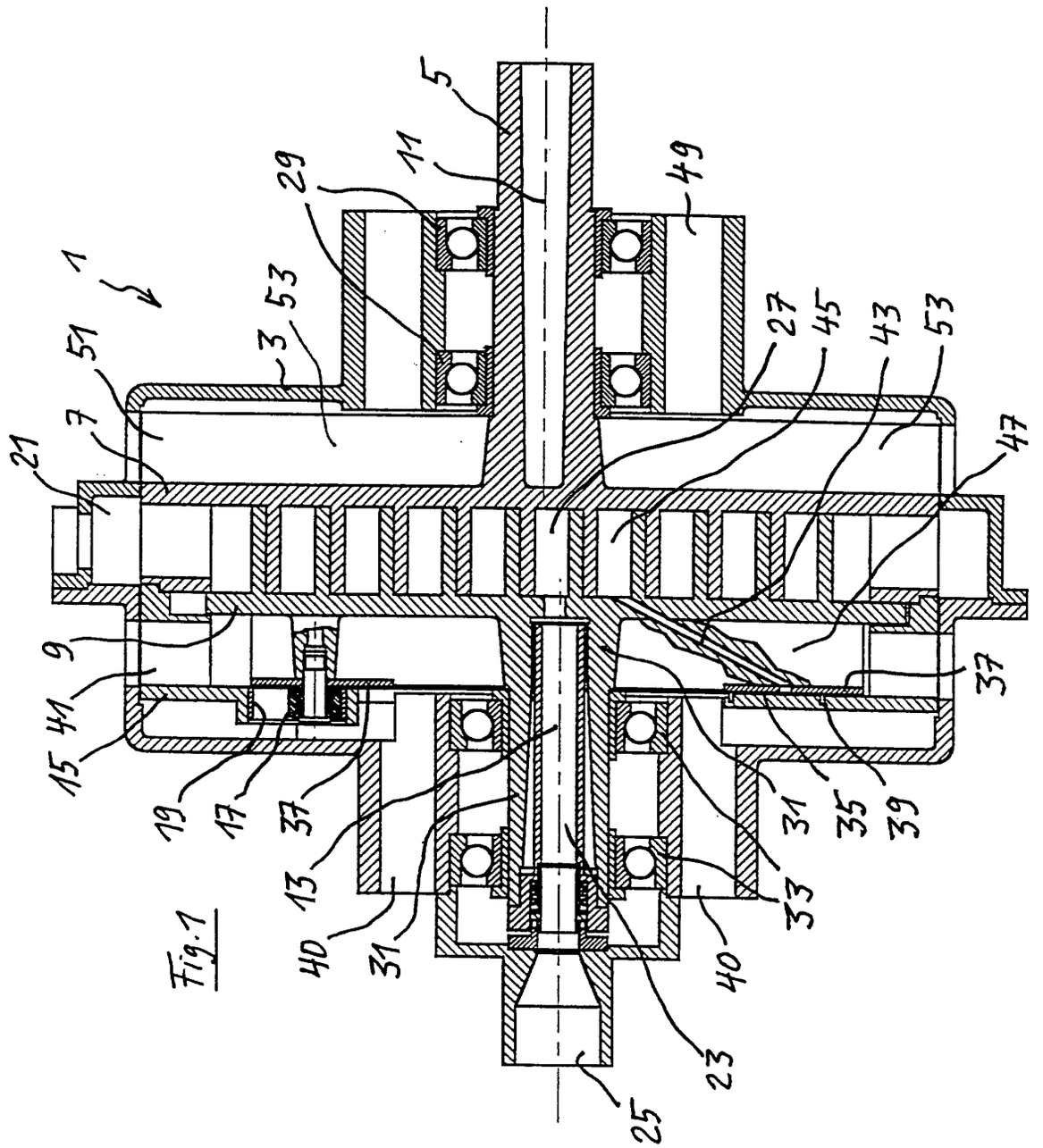

1
3
5
7
9
11
13
15
17
19
21
23
25
27
29
31
33
35
37
39
40
41
43
45
47
49
51
53

Fig.1

Fig.2

