

(19)



(11)

EP 1 303 702 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
29.09.2010 Patentblatt 2010/39

(51) Int Cl.:
F04C 18/16 ^(2006.01) **F04C 18/08** ^(2006.01)

(21) Anmeldenummer: **01944852.1**

(86) Internationale Anmeldenummer:
PCT/CH2001/000421

(22) Anmeldetag: **06.07.2001**

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 2002/008609 (31.01.2002 Gazette 2002/05)

(54) **ZWILLINGSSCHRAUBENROTOREN UND SOLCHE ENTHALTENDE VERDRÄNGERMASCHINEN**
TWIN SCREW ROTORS AND DISPLACEMENT MACHINES CONTAINING THE SAME
ROTORS A VIS JUMELLES ET MACHINES VOLUMETRIQUES LES CONTENANT

(84) Benannte Vertragsstaaten:
**AT BE CH CY DE DK ES FI FR GB GR IE IT LI LU
MC NL PT SE TR**

(72) Erfinder: **BECHER, Ulrich**
CH-2900 Porrentruy (CH)

(30) Priorität: **25.07.2000 CH 147200**

(74) Vertreter: **BOVARD AG**
Optingenstrasse 16
3000 Bern 25 (CH)

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
23.04.2003 Patentblatt 2003/17

(56) Entgegenhaltungen:
EP-A- 0 995 879 WO-A-97/21925
WO-A-98/11351 GB-A- 2 292 589

(73) Patentinhaber: **Ateliers Busch S.A.**
2906 Chevenez (CH)

EP 1 303 702 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

[0001] Die Erfindung betrifft Zwillingsschraubenrotoren zum achsparallelen Einbau in Verdrängermaschinen für kompressible Medien, mit asymmetrischen Stirnprofilen mit exzentrischer Schwerpunktlage sowie mit Umschlingungszahlen ≥ 2 sowie mit abhängig vom Umschlingungswinkel (α) variierender Steigung, welche in einem ersten Teilbereich vom saugseitigen Schraubenende her zunimmt, nach einer Umschlingung bei $\alpha = 0$ einen Maximalwert erreicht, in einem zweiten Teilbereich abnimmt bis zu einem minimalen Wert und in einem dritten Teilbereich konstant ist.

[0002] Aus den Publikationen SE 85331, DE 2434782, DE 2434784 sind innenachsige Schraubenmaschinen mit nicht konstanter Steigung der Schrauben oder variierenden Stirnprofilen bekannt. Der teilweise 1-gängige Innenrotor wird mit Hilfe von Gegengewichten ausgewuchtet. Der hierfür zu betreibende Bauaufwand ist hoch und die Montage aufwendig. Ein weiterer genereller Nachteil gegenüber aussenachsigen Maschinen ist die saugseitige Dichtung, welche nicht eliminiert werden kann.

[0003] Ferner werden in den Patentdokumenten DE 2934065, DE 2944714, DE 3332707 und AU 261792 zwei-wellige Verdichter mit schraubenähnlichen Rotoren beschrieben, bei welchen Rotoren und/oder Gehäuse aus axial hintereinander angeordneten Profilscheiben unterschiedlicher Dicke und/oder Kontur zusammengesetzt sind, und solchermassen eine innere Verdichtung bewirken. Da durch den gestuften Aufbau Schadräume und Wirbelzonen entstehen, entsteht ein verminderter Wirkungsgrad gegenüber Schraubenrotoren. Im weiteren sind Probleme bezüglich der Formkonstanz bei der Erwärmung im Betrieb zu erwarten.

[0004] Schraubenverdichter mit Ausseneingriff der gegenläufig rotierenden Schraubenrotoren sind durch mehrere Publikationen repräsentiert:

[0005] DE 594691 beschreibt einen Schraubenverdichter mit zwei aussen kämmenden, gegenläufigen Rotoren mit veränderlicher Steigung und Gangtiefe sowie Durchmesservariation. Das Profil wird als 1-gängig dargestellt mit Trapezform im Axialschnitt. Hinweise auf Auswuchtung fehlen jedoch.

[0006] DE 609405 beschreibt Schraubenpaare mit veränderlicher Steigung und Gangtiefe zum Betrieb von Verdichter und Entspanner in Luftkältemaschinen. Ein spezielles Stirnprofil ist nicht angegeben, wobei der optische Eindruck auf einen 1-gängigen trapezförmigen Axialschnitt hindeutet. Es besteht kein Hinweis auf Auswuchtung, obwohl mit hohen Drehzahlen gearbeitet werden soll.

[0007] DE 87 685 beschreibt Schraubenrotoren mit wachsender Steigung. Sie sind für den Einbau in Arbeitsmaschinen für expandierende Gase oder Dämpfe vorgesehen. Sie werden als 1-gängige oder mehrgängige Schrauben ausgestaltet, wobei kein Hinweis auf Auswuchtung besteht.

[0008] DE 4 445 958 beschreibt einen Schraubenverdichter mit gegenläufig rotierenden, aussen kämmenden Schraubenelementen, "die vom einen axialen Ende zum davon entfernten zweiten axialen Ende hin kontinuierlich kleiner werden ...". Sie werden in Vakuumpumpen, Motoren oder Gasturbinen verwendet. Das Profil wird als Rechteckprofil dargestellt, wahlweise wird eine Ausführungsform mit einem Trapezgewinde vorgeschlagen. Auch hier besteht kein Hinweis auf eine Auswuchtung.

[0009] EP 0697523 beschreibt einen Verdichtertyp mit Schraubenrotoren mit mehrgängigen aussen kämmenden Profilen und kontinuierlicher Änderung der Steigung. Die punktsymmetrischen Profile (S.R.M.-Profile) bewirken direkt eine statische und dynamische Auswuchtung.

[0010] In EP 1 070 848 werden schraubenförmige Profilkörper mit variabler Steigung gezeigt, in zweigängiger Ausführung, "... um besser ausgewuchtet werden zu können ...". Der Hinweis auf eine besondere Profilgeometrie fehlt, die Zeichnung zeigt im Axialschnitt ein symmetrisches Rechteckprofil.

[0011] In einigen der vorstehenden vorbekannten Dokumente des Standes der Technik variieren die Aussendurchmesser, was zu Problemen bei Fertigung und Montage führt. Allen in den erwähnten Publikationen vorgeschlagenen Lösungen gemeinsam sind die hohen Leckageverluste durch Verwendung ungünstiger Profile: eine axiale Sequenz von gut abgeschotteten Arbeitszellen ist mit solchen Profilen nicht möglich; eine gute innere Verdichtung ist nicht möglich bei kleinen und mittleren Drehzahlen (Blasloch führt zu Vakuumverlusten und Verlusten bezüglich Wirkungsgrad).

[0012] Profile mit guter Abschottung sind in den Druckschriften GB 527339 (2-gängig, asymmetrisch), GB 112104, GB 670395, EP0736667, EP0866918 (1-gängig) offenbart.

[0013] Gemäss den nachstehenden zwei Publikationen werden 1-gängige Profile mit guter Abschottung verwendet. Ihre Steigung variiert, jedoch werden die Aussendurchmesser konstant gehalten:

[0014] DE19530662 offenbart eine Schraubensaugpumpe mit aussen kämmenden Schraubenelementen, "wobei die Steigung der Schraubenelemente kontinuierlich von ihrem Einlassende zu ihrem Auslassende abnimmt, um die Kompression des abzugebenden Gases zu veranlassen". Die Form der Zähne des Schraubenrotors weist eine epitrochoidale und/oder archimedische Kurve auf.

[0015] Der Nachteil derartiger Rotoren besteht darin, dass die erreichbare innere Verdichtung mässig ist.

[0016] In WO 00/25004 werden Zwillingsschrauben vorgeschlagen, deren Steigungsverlauf nicht monoton, sondern zuerst ansteigend, danach abfallend und zuletzt gleichbleibend ist. Das Stirnprofil ist eingängig und asymmetrisch und weist eine Hohlflanke auf. Der Aussendurchmesser ist konstant, wobei eine Profilvariation möglich ist.

[0017] In keiner der beiden vorstehenden Publikationen wird das Problem der Auswuchtung angeschnitten.

[0018] In WO 00/47897 werden mehrgängige Zwilling-Förderschrauben mit gleichen asymmetrischen Stirnprofilen mit jeweils einer zyklidenförmigen Hohlflanke offenbart, wobei wahlweise die Steigung oder die Steigung und das Stirnprofil längs der Achse variieren können und "... durch entsprechende Ausbildung der einzelnen Stirnprofilbegrenzungskurven wird Übereinstimmung von Profilschwerpunkt und Drehpunkt erreicht." (= Auswuchtung). Im Schraubenninneren (in den Bereichen der Zähne) sind schraubenförmige Kanäle vorgesehen, die dazu bestimmt sind, von einem Kühlmedium durchströmt zu werden.

[0019] Herstellungsbedingt ist das Verhältnis Gangtiefe/Ganghöhe auf Werte $c/d < 4$ begrenzt, was zur Einschränkung der erzielbaren Kompressionsraten oder zur Bauraumvergrößerung führt. Das Problem verschärft sich mit zunehmender Gangzahl. Ausserdem wächst der Fertigungsaufwand mit zunehmender Gangzahl, so dass prinzipiell 1-gängige Rotoren erwünscht wären, sofern das Problem Auswuchtung dann noch zufriedenstellend gelöst werden kann, und nicht aus anderen Gründen (beispielsweise Rotorkühlung) mehrgängige Rotoren insgesamt vorteilhafter oder erforderlich sind.

[0020] In den Dokumenten JP 62291486, WO 97/21925, als nächstliegender Stand der Technik angesehen, und WO 98/11351 werden Verfahren zur Auswuchtung 1-gängiger Rotoren beschrieben, wobei die Steigungen als konstant vorausgesetzt werden. Bei modifizierten Massnahmen können ähnliche Methoden zur Auswuchtung von Rotoren mit variabler Steigung verwendet werden, allerdings unter sehr starker Einschränkung der zulässigen Geometrie, da eine Auswuchtung durch Hohlräume im Guss Zusatzprobleme schafft, die wegen der durch die Steigungsvariation bedingten asymmetrischen Massenverteilung noch grösser werden.

[0021] Es ist demzufolge Aufgabe der vorliegenden Erfindung, technische Lösungen zur Auswuchtung von Schraubenrotoren mit veränderlicher Steigung und exzentrischer Lage des Stirnprofilschwerpunktes vorzuschlagen, wobei folgende Forderungen erfüllt werden müssen:

- Verhältnis Gangtiefe/Ganghöhe $c/d < 4$ (Fertigung)
- Kurze Baulänge (Steifigkeit, Baugrösse)
- $7 > \text{Umschlingungszahl} \geq 2$ (Fertigung Endvakuum)
- Volumetrischer Wirkungsgrad: möglichst gross (Baugrösse)
- Kompressionsrate möglichst frei wählbar (Temperatur, Energie) zwischen 1,0 ... 10,0
- Stirnprofil: verlustfrei (Energie) Aussendurchmesser = Konstant (Fertigung Montage)
- Werkstoff möglichst frei wählbar (Fertigung, Anwendung).

[0022] Die oben genannte Aufgabe wird durch die Merkmale von Anspruch 1 gelöst.

[0023] Die sinnvolle Kürzung der spitz auslaufenden Schraubenwendelflanken erfolgt unter Abstimmung mit einer beidseitigen Umschlingungswinkelvergrößerung (μ) und der Steigung. Aussparungen im Bereich der Schraubenstirnflächen kommen als Zusatzmassnahmen für die Auswuchtung zur Anwendung, falls extreme Bedingungen dies erfordern.

[0024] Solche Rotoren bieten beste Voraussetzungen für die Reduktion des Energiebedarfs, der Temperatur, der Baugrösse und der Kosten, sowie für eine freie Werkstoffwahl mit Anwendung in Chemie und Halbleitertechnik. Die nachstehenden Berechnungen stellen die theoretischen Grundlagen dar, welche zeigen, dass ein Schraubenrotor gemäss der vorliegenden Erfindung die Bedingung der Auswuchtung auf Grund seiner Form erfüllt.

[0025] Besondere Ausführungsarten der erfindungsgemässen Zwillingsschraubenrotoren sind in den abhängigen Ansprüchen umschrieben.

[0026] Nachstehend wird die Erfindung unter Bezugnahme auf die Zeichnungen beispielhaft dargelegt. Es zeigen:

Fig. 1 einen Satz von eingängigen Zwillingsschraubenrotoren in einem ersten Ausführungsbeispiel gemäss der Erfindung in einer Ansicht von vorne,

Fig. 2 den Satz von Zwillingsschraubenrotoren der Figur 1 in einer stirnseitigen Ansicht,

Fig. 3 den rechtsgängigen Schraubenrotor in einem axialen Schnitt gemäss der Linie A - A von Fig. 2.,

Fig. 4 den rechtsgängigen Schraubenrotor von Figur 1 in einer Ansicht von vorne sowie die zugehörige Abwicklung der Stirnprofilschwerpunkt-Ortskurve, welche die Abhängigkeit der Axialposition (w) vom Umschlingungswinkel (α)

zeigt,

Fig. 5 die Änderungen der Axialposition (w') in Abhängigkeit vom Umschlingungswinkel (α), welche proportional der dynamischen Steigung verläuft gemäss $L_{\text{dyn}} = 2\pi \cdot w'$,

Fig. 6 die spirale Stirnprofilschwerpunkt-Ortskurve eines erfindungsgemässen rechtsgängigen Schraubenrotors mit einer Umschlingungszahl von $K=4$ in einer perspektivischen Darstellung,

Fig. 7 die Querschnittswerte einer abgeschlossenen Kammer in Abhängigkeit vom Winkel (α_0) der geometrischen Referenzspirale sowie vom Drehwinkel (θ),

Fig. 8 den Kompressionsverlauf in Abhängigkeit vom Drehwinkel (θ),

Fig. 9 den symmetrischen Verlauf einzelner Teilfunktionen der Steigung und Auswuchtungsberechnung,

Fig. 10 ein Blockdiagramm mit Einflussgrössen und Zusammenhängen bei der Rotordimensionierung,

Fig. 11 einen Satz von Zwillingsschraubenrotoren gemäss einem weiteren Ausführungsbeispiel der Erfindung in einer Ansicht von vorne,

Fig. 12 den Satz von Zwillingsschraubenrotoren von Figur 11 in einer stirnseitigen Ansicht,

Fig. 13 den allgemeinsten Fall eines Steigungsverlaufs gemäss der Erfindung,

Fig. 14 einen möglichen Steigungsverlauf eines Paares von Zwillingsschraubenrotoren gemäss Figur 11,

Fig. 15 eine zusätzliche Variationsmöglichkeit des Steigungsverlaufs,

Fig. 16 einen Satz von zweigängigen Zwillingsschraubenrotoren gemäss einem weiteren Ausführungsbeispiel der Erfindung in einer Ansicht von vorne,

Fig. 17 das Schraubenpaar von Figur 16 in einer stirnseitigen Ansicht von der Druckseite her gesehen,

Fig. 18 das Schraubenpaar von Figur 16 in einer stirnseitigen Ansicht von der Saugseite her gesehen, und

Fig. 19 das Schraubenpaar von Figur 16 in einem axialen Schnitt gemäss der Linie B - B von Fig. 17.

[0027] Vorerst werden die für die Berechnung erforderlichen Symbole angegeben. Die entsprechenden Einheiten sind in eckigen Klammern angegeben.

j = Umschlingungszahl des Bereichs T_2 (abnehmende Steigung) [-]

K = Umschlingungszahl [-]

$\Delta\alpha$ = Totalumschlingungswinkel der Schwerpunktschnecke = $K \cdot 2\pi$ [Rad]

α = aktueller Umschlingungswinkel der Schwerpunktschnecke = Parameter [Rad]

α_0 = aktueller Umschlingungswinkel der geometrischen Bezugs-schnecke (Hohlflankenfuss) [Rad]

U, V, W = rechtwinkliges Koordinatensystem [cm, cm, cm]

U -Achse = Bezugsrichtung

W -Achse = Rotationsachse identisch geometrischer Mittelachse

$w = w <\alpha>$ = Axialposition [cm]

$$w' = \frac{\partial w}{\partial \alpha} = \text{Änderung der Axialposition}$$

[cm/Rad]

"Steigung": allgemeine Definition: Axialfortschritt während 1. Umdrehung L_0 = mittlere Steigung = [cm]

konstant $\Rightarrow w <\alpha> = L_0 \cdot \alpha / 2\pi$

(fortgesetzt)

oder $L_0 = 2\pi \cdot \frac{W}{\alpha}$

[cm]

dynamische Steigung = $L_{\text{dyn}} = 2\pi \cdot \frac{\partial W}{\partial \alpha} = 2\pi W' \Rightarrow L_{\text{dyn}} \sim W'$

L_1, L_2 mittlere Steigungen der Bereiche T_1, T_2

[cm]

$g < w > = f < w > \cdot r < w >$

[cm³]

$f < w > =$ Rotorstirnschnittfläche als Funktion von w

[cm²]

$r < w > =$ Schwerpunktmittenabstand als Funktion von w

[cm]

$\theta =$ Rotordrehwinkel = $2\pi t/T$

[Rad]

[Rad/sec]

$\dot{\theta} = \frac{\partial \theta}{\partial t} = \omega = 2\pi / T = \text{Rotordrehzahl}$

$\pi =$ Kreiszahl = 3,1415...

[-]

$T =$ Umlaufzeit

[sec]

$t =$ Zeit

[sec]

$\tau = \gamma/b$

[g·sec²/cm⁴]

$\gamma =$ spezifisches Gewicht

[g/cm³]

$b =$ Erdbeschleunigung = 981

[cm/sec²]

$P_u, P_v =$ Kraftkomponenten

$M_{v,w}, M_{u,w} =$ Momentkomponenten

$\mu =$ Umschlingungswinkelvergrößerung

[Rad]

$\eta =$ relativer Positionswinkel des Auswuchtvolumens

[Rad]

$Q = g_Q \cdot r_Q$ Trägheitsmoment

[cm⁴]

$g_Q =$ Auswuchtvolumen

[cm³]

$r_Q =$ Schwerpunktmittenabstand des Auswuchtvolumens

[cm]

Berechnungen

[0028] Allgemein gilt:

$$\frac{P_u}{\tau \omega^2} = \sum \left(\int (g < w > w' < \alpha > \cos \alpha) d\alpha \right) \quad (1)$$

$$\frac{P_v}{\tau \omega^2} = \sum \left(\int (g < w > w' < \alpha > \sin \alpha) d\alpha \right) \quad (2)$$

$$\frac{M_{v,w}}{\tau \omega^2} = \sum \left(\int (g < w > w < \alpha > w' < \alpha > \sin \alpha) d\alpha \right) \quad (3)$$

$$\frac{M_{u,w}}{\tau \omega^2} = \sum \left(\int (g < w > w < \alpha > w' < \alpha > \cos \alpha) d\alpha \right) \quad (4)$$

Profil konstant $\Rightarrow g < w > = \text{konst.} = g_0$

[0029] Umschlingungszahl ganzzahlig $K = 2, 3, 4, 5, 6, 7 \dots$

[0030] Der allgemeinste Fall eines Steigungsverlaufs, der eine Auswuchtung bewirkt im Sinne der Erfindung ist in Fig. 13 dargestellt:

1. Steigung am saugseitigen Ende ist nicht gleich der Steigung am druckseitigen Ende. $(L_1 \cdot (1-A) \neq L_2 \cdot (1-B))$.

2. Der Bereich T_2 der abnehmenden Steigung erstreckt sich über j Umschlingungen. $j = 1, 2, 3, \dots$

[0031] Es lassen sich Funktionen $w' < \alpha >$ finden, die in Abstimmung mit A, B, L_1 und L_2 aus den Gleichungen (1), (2), (3), (4) für alle 4 Teilkomponenten den Wert "0" ergeben, was bedeutet, dass damit statische und dynamische Auswuchtung erreicht ist.

[0032] Für die hier spezielle Anwendung i. e. Schraubenrotoren zum Einbau in Verdrängermaschinen für kompressible Medien, lassen sich indes keine Vorteile für $j > 1$ und ungleiche Steigungen an den Schraubenenden finden, so dass für die weiteren Berechnungen der erläuterten Ausführungsbeispiele folgende Vereinfachungen getroffen werden:

$T_2 = \text{spiegelbildlich zu } T_1$; Spiegelachse $\equiv \alpha = 0 \Rightarrow$

$$1) L_1 = L_2 = L_0$$

$$2) B = A$$

$$3) j = 1 \text{ vergleiche Figuren 5 und 9}$$

[0033] Bei einem Mittelwert von $w' < -\pi > = w' < +\pi > = L_0/2\pi$ (entspricht der Steigung L_0) und einer Schwankung $\pm A \cdot 100\%$
 $\Rightarrow w'_{\max} = L_0(1+A)/2\pi$ $w'_{\min} = L_0(1-A)/2\pi$

[0034] Die Berechnung nach einschlägig bekannten Methoden liefert hiermit aus (1), (2), (3), (4):

$$\frac{P_u}{\tau \omega^2 g_0} = -2 \cdot w < 2\pi > + 2 \int_{-2\pi}^{+2\pi} w' < \alpha > \left(\cos^2 \frac{\alpha}{2} \right) d\alpha \quad (1a)$$

$$\frac{P_v}{\tau \omega^2 g_0} = 2 \int_{-2\pi}^{+2\pi} w'' < \alpha > \left(\cos^2 \frac{\alpha}{2} \right) d\alpha \quad (2a)$$

$$\frac{M_{v,w}}{\tau \omega^2 g_0} = -(K-2) L_0^2 (1-A)^2 / 2\pi + \int_{-2\pi}^{+2\pi} w < \alpha > w' < \alpha > \sin \alpha d\alpha \quad (3a)$$

$$\frac{M_{u,w}}{\tau \omega^2 g_0} = \int_{-2\pi}^{+2\pi} w < \alpha > w' < \alpha > \cos \alpha d\alpha \quad (4a)$$

[0035] Zur Vereinfachung der weiteren Berechnung wird die Funktion $h = h < \alpha >$ eingeführt, so dass:

$$w = \frac{L_0}{2\pi} (\alpha + h)$$

$$w' = \frac{L_0}{2\pi} (1 + h')$$

$$w'' = \frac{L_0}{2\pi} h''$$

zeichnerische Darstellung siehe Figur 9.

[0036] Die mathematisch formulierten Symmetrieeigenschaften eines Schraubenrotors gemäss der Erfindung lauten:

I. Grundsymmetrien:

[0037]

$$\begin{array}{lll} h<-\alpha> = -h<\alpha> & (a_1) & h'<-\alpha> = +h'<\alpha> & (a_2) & h''<-\alpha> = -h''<\alpha> & (a_3) \\ h<2\pi-\alpha> = h<\alpha> & (b_1) & h'<2\pi-\alpha> = -h'<\alpha> & (b_2) & h''<2\pi-\alpha> = h''<\alpha> & (b_3) \\ h_{\max} = h<\pi> & = (\text{je nach Funktion}) & h'<0> = A = h'_{\max} & & & \\ h_{\min} = h<-\pi> & = -(h_{\max}) & h'<2\pi> = -A = h'_{\min} & & & \end{array}$$

II. Hergeleitete Symmetrien:

[0038] $(-\alpha)(h<-\alpha>)\cos<-\alpha> = \alpha(h<\alpha>)\cos<\alpha>$ (e) $\Rightarrow$ Funktion symmetrisch zu $\alpha = 0$ $(h<-\alpha>)(h'<-\alpha>)\sin<-\alpha> = h<\alpha>$
 $h'<\alpha> \sin<\alpha>$ (f) $\Rightarrow$ Funktion symm. zu $\alpha = 0$

[0039] Aus (1a), (2a), (3a), (4a) folgt somit:

$$\frac{P_u}{\tau\omega^2 g_0} = \frac{L_0}{\pi} \int_{-2\pi}^{+2\pi} h' \cos^2 \frac{\alpha}{2} d\alpha = 0 \quad (\text{wegen Symmetrie zu } \alpha = \pi; \alpha = -\pi) \quad (1b)$$

$$\frac{P_v}{\tau\omega^2 g_0} = \frac{L_0}{\pi} \int_{-2\pi}^{+2\pi} h'' \cos^2 \frac{\alpha}{2} d\alpha = 0 \quad (\text{wegen Symmetrie}) \quad (2b)$$

$$\frac{M_{v,w}}{\tau\omega^2 g_0} = -(K-2)L_0^2(1-A)^2/2\pi + \left(\frac{L_0}{2\pi}\right)^2 \left(-4\pi - \int_{-2\pi}^{+2\pi} h \cdot \alpha \cdot \cos \alpha d\alpha - \frac{1}{2} \int_{-2\pi}^{+2\pi} h^2 \cos \alpha d\alpha \right) \quad (3b)$$

$$\frac{M_{u,w}}{\tau\omega^2 g_0} = \left(\frac{L_0}{2\pi}\right)^2 \left(\int_{-2\pi}^{+2\pi} h \cdot \alpha \cdot \sin \alpha d\alpha + \frac{1}{2} \int_{-2\pi}^{+2\pi} h^2 \sin \alpha d\alpha \right) = 0 \quad (\text{wegen Symmetrie}) \quad (4b)$$

[0040] Die einzige Grösse, die nicht allein durch die Fixierung der Symmetrieeigenschaften und des Umschlingungswinkels verschwindet, ist $M_{v,w}$, was aber zur 100%igen Auswuchtung erforderlich ist. $\Rightarrow$

$$-2\pi((K-2)(1-A)^2 + 2) = \int_{-2\pi}^{+2\pi} h \cdot \alpha \cdot \cos \alpha \, d\alpha + \frac{1}{2} \int_{-2\pi}^{+2\pi} h^2 \cos \alpha \, d\alpha \quad (*)$$

[0041] Die Funktion $h = h(\alpha)$ ist unter Einhaltung der oben stehenden Symmetrieeigenschaften und Randbedingungen beliebig wählbar. Nach ihrer Bestimmung kann A aus (*) allgemein berechnet werden.

[0042] Entsprechend den in den Zeichnungen dargestellten Ausführungsbeispielen ist

$$h = 2A \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \Rightarrow$$

$$(3K - 9)A^2 - 2(3K - 2)A + 3K = 0 \quad (**) \Rightarrow$$

$$A = (3K - 2 - \sqrt{15K + 4}) / (3K - 9) \quad \text{für } K \neq 3$$

$$A = 3K / (6K - 4) = 9/14 \quad \text{für } K = 3$$

[0043] Für variierende Umschlingungszahlen K ergeben sich somit unterschiedliche Werte A, mit welchen wiederum die Verdichtungsrate variiert.

[0044] Nachstehende Tabelle zeigt einige Zahlenwerte:

Umschlingungszahl K	2	3	4	5	6	7
Amplitude A	0,6103	0,6429	0,6666...	0,6853	0,7005	0,7133
Verdichtungsrate V_d	1,0	2,552	4,0	4,2665	4,509	4,732

[0045] Für andere Funktionen $h = h(\alpha)$ erhält man unterschiedliche Werte für A und V_d . So erlaubt beispielsweise

die Funktion $h = A \cdot \left(\sin \frac{\alpha}{2} \right) \left(2 + D \cdot \left(\left(\sin \frac{\alpha}{2} \right)^2 \right)^n \right)$ eine Variation des Faktors D, wodurch unter

[0046] Beibehaltung der Symmetrieeigenschaften sowie der Anschlusspunkte und der Minimal / Maximalwerte der Steigungsverlauf im Detail und als Folge wahlweise A oder V_d variabel sind (Figur 15).

[0047] Für Anwendungen, die grosse Umschlingungszahlen K aber nur geringe Verdichtungsrate V_d erfordern, ist auch unter Ausschöpfung der extremen Variation des Steigungsverlaufs die Forderung $M_{V,W} / \tau \omega^2 = 0$ nicht mehr ohne weitere Zusatzmassnahmen realisierbar. Generell und formelmässig lassen sich die hierbei zur Anwendung kommenden Massnahmen in einer Form definieren, die auch für die oben erwähnten Kürzungskorrekturen der spitz auslaufenden Schraubenwendelflanken gilt.

Massnahme 1: Zusatzwerte durch beidseitige Umschlingungswinkelvergrösserung μ .

Massnahme 2: Korrektur durch Entfernen (Anbringen) von Material in den bei den Axialpositionen der Schraubenenden; zwei gleiche Werte ($Q[\text{cm}^4]$); Positionen der Schwerpunkte $SQ_1, SQ_2 = \text{winkelsymmetrisch } (\pm(\mu + \eta))$ zur U - W - Ebene.

[0048] Allgemein gilt für die vier stat. Grössen $\frac{P_U}{\tau \varpi^2}$, $\frac{P_V}{\tau \varpi^2}$, $\frac{M_{V,W}}{\tau \varpi^2}$, $\frac{M_{U,W}}{\tau \varpi^2}$.

Faktor · {[Grundwert] + [Zusatzwert] - [Korrekturwert]} = 0

[0049] Für die Komponente im Detail $\Rightarrow$

$$\frac{P_U}{\tau \varpi^2} \Rightarrow \left\{ \left[\int_{-2\pi}^{+2\pi} h' \cos^2 \frac{\alpha}{2} d\alpha \right] + [(1-A) \sin \mu] - \left[\frac{Q}{g_0 \left(\frac{L_0}{2\pi} \right)} \cos(\mu + \eta) \right] \right\} = 0 \quad (1c)$$

$$\frac{P_V}{\tau \varpi^2} \Rightarrow 0 + 0 - 0 = 0 \quad (\text{trivial}) \quad (2c)$$

$$\begin{aligned} \frac{M_{V,W}}{\tau \varpi^2} \Rightarrow & \left\{ \left[\frac{2\pi((K-2)(1-A)^2 + 2) + \int_{-2\pi}^{+2\pi} h \cdot \alpha \cdot \cos \alpha d\alpha + \frac{1}{2} \cdot \int_{-2\pi}^{+2\pi} h^2 \cos \alpha d\alpha}{2\pi(K-A(K-2))} \right] \right. \\ & + \left[\frac{(1-A)(2(1-A)(\sin \mu - \mu \cos \mu) + 2\pi(K - (K-2)A)(1 - \cos \mu))}{2\pi(K-A(K-2))} \right] \\ & \left. - \left[\frac{Q}{g_0 \left(\frac{L_0}{2\pi} \right)} \sin(\mu + \eta) \right] \right\} = 0 \quad (3c) \end{aligned}$$

$$\frac{M_{U,W}}{\tau \varpi^2} \Rightarrow (K-2) \cdot \left\{ [0] + [(1-A) \sin \mu] - \left[\frac{Q}{g_0 \left(\frac{L_0}{2\pi} \right)} \cos(\mu + \eta) \right] \right\} = 0 \quad (4c)$$

[0050] Aus Symmetrie des Steigungsverlaufs in $\alpha = -\pi$, $\alpha = +\pi$ (Gleichungen (b₁), (b₂), (b₃)) $\Rightarrow$ (1b), so dass die Gleichungen (1c) und (4c) identisch werden. Aus dem Gleichungssystem der beiden Gleichungen (1c) und (3c) (Gleichung (2c) ist trivial) erhält man nach der Variablentrennung:

$Q_{\text{soll}} = Q(K, A, \mu)$ sowie $\eta_{\text{soll}} = \eta(K, A, \mu)$
Hier ist μ noch frei variierbar.

[0051] Da nicht beliebig überall Material entfernt oder angebracht werden kann, ergibt sich insbesondere im Fall der Kürzungskorrekturen der spitz auslaufenden Schraubenwendelflanken eine Abhängigkeit $Q = Q(\eta) \Leftrightarrow \eta = \eta(Q)$, so dass die Werte η , μ , Q bestimmt sind. Imaginäre Lösungen erfordern eine Nachkorrektur des Wertes A .

[0052] Für Kurzschrauben ($K = 2$) ist Gleichung (4c) für alle η , μ , Q erfüllt. Somit entfällt in diesem Fall der Zwang, (4c) $\equiv$ (1 c) zu erreichen. Weiter folgt daraus, dass (1 b) zwar möglich, aber nicht zwangsläufig erforderlich ist, das heisst, die Gleichungen (b_1) , (b_2) , (b_3) (= Symmetrie in $\alpha = -\pi$; $\alpha = +\pi$) sind für $K = 2$ kein Zwang (Figur 14).

[0053] Bei nicht konstanten Stirnprofilen wird die Berechnung aufwendiger: Die geometrische Bezugsspirale am Hohlflankenfuss korrespondiert nicht mehr mit der Schwerpunktspirale, was letztlich Folgen quer durch alle Formeln hat.

[0054] Fig. 1 zeigt eine Darstellung eines ersten Ausführungsbeispiels der Zwillingsschraubenrotoren 1 und 1', wobei sich die Achsen 2 und 2' in der Zeichnungsebene befinden. Die beiden Rotoren 1 und 1' sind zylindrisch ausgebildet und weisen Gewindewendeln 3 und 3' auf, die einen konstanten Aussendurchmesser definieren, der durch die Mantelflächen 6 und 6' begrenzt wird. Die Zwillingsschraubenrotoren sind parallel in solcher Weise angeordnet, dass die Gewindewendeln kämmend ineinander eingreifen. Die Mantelflächen 6 bzw. 6' der Rotoren, welche bei der Rotation zwei parallele sich schneidende Zylinderflächen beschreiben, bewegen sich angrenzend an das Gehäuse 9 (dargestellt in Fig. 2). Innerhalb des Gehäuses 9 wird zwischen den Kernzylinderflächen 5, 5' den Flanken 4, 4' und der Gehäusewand 10 eine Sequenz von Kammern definiert, welche sich bei der gegenläufigen Rotation der Rotoren vom einen axialen Ende zum andern bewegt, wobei sich das Kammervolumen in Abhängigkeit vom Drehwinkel und vom Steigungsverlauf verändert: in der Ansaugphase vergrößert sich das Volumen bis zu einem maximalen Wert, dann in der Kompressionsphase wird das Volumen reduziert und schliesslich wird nach dem Öffnen der Kammer bei der Ausstossphase das Volumen bis null reduziert. Die Stirnseiten der Rotoren sind auf der Ansaugseite mit 7 und 7' und auf der Ausstossseite mit 8 und 8' bezeichnet.

[0055] Fig. 2 zeigt eine Ansicht der Stirnseiten der Zwillingsschraubenrotoren auf der Ausstossseite (Ansicht von oben in Fig. 1). Die Darstellung zeigt eine Projektion von zwei sich schneidenden parallelen Zylindern. 2 und 2' stellen die parallelen Drehachsen der Rotoren 1 und 1' dar. Die Flanken sind mit 4 und 4' bezeichnet, während 8 und 8' die angrenzenden Stirnseiten sind, welche die Rotoren in der Längsrichtung abgrenzen. 5 und 5' sind die Kernzylinderflächen der Rotoren, die einen konstanten Durchmesser aufweisen. In einer Verdrängermaschine sind die Rotoren in ein Gehäuse 9 mit einer Innenwand 10 eingebaut; für den berührungsfreien Betrieb solcher Maschinen betragen die Spaltenhöhen zwischen den beiden Rotoren sowie zwischen den Rotoren und der Innenwand 10 jeweils ca. 1/10 mm. Die Ebene A - A ist eine Schnittebene, die einen Längsschnitt des Rotors gemäss Fig. 3 definiert.

[0056] Fig. 3 ist die erwähnte Längsschnittdarstellung durch die Ebene A - A von Fig. 2. Die Bezugszeichen entsprechen denjenigen der Fig. 1 und 2. Die Drehachse ist hier mit W bezeichnet (2' in Fig. 1 und 2). W und U gehören zum Koordinatensystem U,V,W, welches für die Berechnungen verwendet wurde. Der Nullpunkt des Koordinatensystems befindet sich an derjenigen Stelle der Achse W, wo die Steigung einen maximalen Wert aufweist (Wendepunkt im Diagramm Figur 4, $w(\alpha)$). Die Gangtiefe c ist konstant, während die Ganghöhe d, abhängig von der Steigung der Wendel, variabel ist.

[0057] Fig. 4 zeigt den rechtsgängigen Schraubenrotor in einer Ansicht von vorne entsprechend dem rechts positionierten Rotor von Fig. 1, sowie die zugehörige Abwicklung der Stirnprofilschwerpunkt-Ortskurve, welche die Abhängigkeit der Axialposition (w) vom Umschlingungswinkel (α) darstellt. Da der Querschnitt des Schraubenrotors unabhängig von der Steigung der Wendel konstant ist, unterscheiden sich die Querschnitte über die gesamte Länge des Rotors einzig durch die Winkelposition α bezüglich der U-Achse. Der Schwerpunkt der Querschnitte ist im weiteren nicht mit der Achsposition W identisch, sondern ist in konstanten Abstand r_0 positioniert. Deshalb beschreibt der gemeinsame Ort aller Schwerpunkte der Querschnitte eine Spirallinie (vgl. Fig. 6) mit einer Steigung entsprechend derjenigen der Umschlingung des Rotors. Aus dem Diagramm mit deren Abwicklung ist ersichtlich, dass die Steigung der Spirale während der ersten Umschlingung von Position -2π stetig zunimmt, bis zum Wendepunkt, bei Position 0, wonach die Steigung bis zum Ende der zweiten Umschlingung bis zur Position 2π stetig abnimmt, und schliesslich bis zur Position 6π konstant bleibt.

[0058] Fig. 5 stellt die Änderungen der Axialposition (w') in Abhängigkeit vom Umschlingungswinkel (α) dar, welche proportional der dynamischen Steigung verläuft gemäss $L_{dyn} = 2\pi \cdot w'$. Hier sind die Spiegelsymmetrie zu $\alpha=0$ sowie die Punktsymmetrien zu S_1 bei $\alpha = -\pi$ und S_2 bei $\alpha = +\pi$ im Bereich -2π bis $+2\pi$ ersichtlich, welche für die Behebung der Unwucht der Rotoren erfindungswesentliche Merkmale darstellen.

[0059] Fig. 6 zeigt die spiralförmige Stirnprofilschwerpunkt-Ortskurve eines erfindungsgemässen rechtsgängigen Schraubenrotors mit einer Umschlingungszahl von $K=4$ in einer perspektivischen Darstellung entsprechend der Abwicklung gemäss Fig. 4. Die angegebenen Symbole entsprechen den Definitionen, die an früherer Stelle für die Berechnungen angegeben sind. Zusätzlich sind oben und unten die Umschlingungswinkelvergrößerung μ und der relative Positionswinkel η des Auswuchtvolumens q_Q eingezeichnet.

[0060] Fig. 7 ist ein Diagramm, das die Querschnittswerte (Fläche F) einer abgeschlossenen Kammer in Abhängigkeit vom Winkel (α_0) der geometrischen Referenzspirale sowie vom Drehwinkel (θ) zeigt.

[0061] Fig. 8 ist ein Diagramm, das den Kompressionsverlauf (% des Anfangsvolumens) in einer abgeschlossenen

Kammer in Abhängigkeit vom Drehwinkel (θ) darstellt.

[0062] Fig. 9 zeigt den symmetrischen Verlauf einzelner Teilfunktionen der Steigung und Auswuchtungsberechnung ($\cos\alpha$, $\sin\alpha$, $h<\alpha>$, $h'<\alpha>$, $h''<\alpha>$). Bezüglich der Bedeutung der Symbole wird auf die Berechnungen und die entsprechenden Definitionen in dieser Beschreibung verwiesen.

[0063] Die Figuren 11 und 12 zeigen ein weiteres Ausführungsbeispiel in der Form eines Paares von Kurzschrauben mit einer Umschlingungszahl $K = 2$ (sowie mit einer Reduktion des Teilbereichs T_3 auf "Null"). Für gleiche Teile wurden die gleichen Bezugswerte verwendet wie in den Figuren 1 und 2. Bei diesen Schrauben fallen die Zeitpunkte des Schliessens gegen die Saugseite und des Öffnens zur Druckseite für die zentrale, komplett gebildete Kammer zusammen, so dass eine derart ausgestattete Verdrängermaschine isochor arbeitet. Der Zeitpunkt des Öffnens zur Druckseite kann durch eine stirnseitige Endplatte 11 mit einer Austrittsöffnung 12, die durch den Rotor 1 verschlossen und freigegeben wird, verzögert werden, wie dies aus dem Stand der Technik bekannt ist. Somit kann auch bei diesem Ausführungsbeispiel eine innere Verdichtung realisiert werden.

[0064] In einer Untervariante des zweiten Ausführungsbeispiels sind die Kurzschrauben (Figuren 11, 12) gemäss einem Steigungsverlauf von Figur 14 ausgebildet, der bezüglich $\alpha=0$ in den Bereichen T_1 und T_2 ebenfalls symmetrisch verläuft, jedoch von dem in Zusammenhang mit Figur 5 erläuterten Verlauf dahingehend abweicht, dass hier die genannten Punktsymmetrien nicht vorhanden sind.

[0065] Die Figuren 16 bis 19 zeigen als weiteres Ausführungsbeispiel der Erfindung einen Rotorsatz mit zweigängigen, asymmetrischen Stirnprofilen mit exzentrischer Schwerpunktlage und einer Umschlingungszahl $K = 4$. Verlängerung

des Umschlingungswinkels beidseitig ($\mu = \frac{\pi}{2}$). Das Profil ist an jeder Stirnseite an je zwei spitz auslaufenden Schraubenwendelflanken korrigiert, indem dort Material abgetragen wurde. Die Bezugswert 13' in Figur 16 bezeichnet eine solchermassen bearbeitete Fläche. Die grosse Rotoroberfläche, hier durch Mehrgängigkeit und grosse Umschlingungszahl realisiert sowie koaxiale Zylinderbohrungen (14, 14') in den Rotoren (1, 1'), durch welche ein Kühlmittel strömt, schaffen hier die Voraussetzungen für spezielle Einsatzfälle in Verdrängerpumpen für die Chemie, bei welchen tiefe Gastemperaturen gefordert werden. Der Steigungsverlauf ist ähnlich wie beim ersten der beschriebenen Ausführungsbeispiele, wobei hier anwendungsbedingt abweichend $A = 0,4$ mit $V_d = 2,0$ ist. Die Werte Q und η in den Formeln (1 c), (3c) und (4c) setzen sich zusammen, weil bei den zweigängigen Schrauben an jedem Ende an zwei Stellen 13' Material entfernt wurde.

[0066] Fig. 10 zeigt ein Blockdiagramm, das Einflussgrößen und Zusammenhänge darstellt, die bei der Rotordimensionierung von Bedeutung sind.

Patentansprüche

1. Zwillingschraubenrotoren zum achsparallelen Einbau in Verdrängermaschinen für kompressible Medien, mit asymmetrischen Stirnprofilen mit exzentrischer Schwerpunktlage sowie mit Umschlingungszahlen ≥ 2 sowie mit abhängig vom Umschlingungswinkel (α) variierender Steigung (L), welche in einem ersten Teilbereich (T_1) vom saugseitigen Schraubenende her zunimmt, nach einer Umschlingung bei $\alpha = 0$ einen Maximalwert ($L_{\max}$) erreicht, in einem zweiten Teilbereich (T_2) abnimmt bis zu einem minimalen Wert ($L_{\min}$) und in einem dritten Teilbereich (T_3) konstant ist,

dadurch gekennzeichnet, dass statische und dynamische Auswuchtung durch den rechnerischen Abgleich von Gesamtumschlingungswinkel (α), definiertem Steigungsverlauf ($h(\alpha)$) und Relation maximale Steigung ($L_{\max}$) zu minimaler Steigung ($L_{\min}$) gemäss den folgenden Symmetrien erreicht ist:

$$\begin{aligned} h<-\alpha> &= -h<\alpha> & h'<-\alpha> &= +h'<\alpha> & h''<-\alpha> &= -h''<\alpha> \\ h<2\pi-\alpha> &= h<\alpha> & h'<2\pi-\alpha> &= -h'<\alpha> & h''<2\pi-\alpha> &= h''<\alpha> \\ h_{\max} &= h<\pi> & h'<0> &= h'_{\max} \\ h_{\min} &= h<-\pi> = -(h_{\max}) & h'<2\pi> &= h'_{\min} \\ (-\alpha)(h<-\alpha>) \cos<-\alpha> &= \alpha(h<\alpha>) \cos<\alpha> \\ (h<-\alpha>)(h'<-\alpha>) \sin<-\alpha> &= h<\alpha> h'<\alpha> \sin<\alpha> \end{aligned}$$

oder

dass statische und dynamische Auswuchtung mindestens zu 80% erreicht und durch Veränderungen der Geometrie im Bereich der Schraubenenden dank einer sinnvollen Kürzung der spitz auslaufenden Schraubenwendelflanken unter Abstimmung mit einer beidseitigen Umschlingungswinkelvergrößerung (μ) und der Steigung (L) ergänzt ist.

2. Zwillingssschraubenrotoren nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Relation maximale Steigung zu minimaler Steigung und der Steigungsverlauf in solcher Weise festgelegt sind, dass die Kompressionsrate der Verdrängermaschine für kompressible Medien, in welche die Zwillingsrotoren eingebaut sind, einen gewünschten Wert im Bereich von 1,0 bis 10,0 annimmt.
3. Zwillingssschraubenrotoren nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** die maximale Steigung, die minimale Steigung und der Steigungsverlauf in solcher Weise festgelegt sind, dass das Saugvermögen der Verdrängermaschine für kompressible Medien, in welche die Zwillingsrotoren eingebaut sind, dem gewünschten Wert entspricht.
4. Zwillingssschraubenrotoren nach einem der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Rotorlänge durch die Umschlingungszahl sowie durch die maximale und die minimale Steigung bestimmt ist.
5. Zwillingssschraubenrotoren nach einem der Ansprüche 1 bis 4, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Steigungsänderung an den Bereichsübergängen bei $\alpha = -360^\circ, 0^\circ, +360^\circ = \text{"Null"}$ ist.
6. Zwillingssschraubenrotoren nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Steigungsverläufe in den ersten beiden Teilbereichen (T_1, T_2) zueinander spiegelbildlich ausgebildet sind und dass der Umschlingungswinkel des dritten Teilbereichs (T_3) gleich "Null" ist, wobei die statische und dynamische Auswuchtung durch die oben definierten Symmetrieeigenschaften des Steigungsverlaufs, die Festlegung der Relation maximale Steigung zu minimaler Steigung, des definierten Steigungsverlaufs sowie durch Veränderungen der Geometrie im Bereich der Schraubenenden erreicht ist.
7. Zwillingssschraubenrotoren nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Steigungsverläufe in den ersten beiden Teilbereichen (T_1, T_2) zueinander spiegelbildlich ausgebildet sind und dass die Steigung in jedem der beiden Teilbereiche (T_1, T_2) in je einem Symmetriepunkt, nämlich S_1 bei $\alpha = -180^\circ$ und S_2 bei $\alpha = +180^\circ$, den arithmetischen Mittelwert (L_0) aus der maximalen Steigung und der minimalen Steigung in punktsymmetrischer Manier durchläuft, und dass der dritte Teilbereich (T_3) sich über einen Umschlingungswinkel von ganzzahligen Vielfachen von 360° erstreckt, wobei die statische Auswuchtung erreicht ist durch die oben definierten Symmetrieeigenschaften des Steigungsverlaufs und die Festlegung des Gesamtumschlingungswinkels und die dynamische Auswuchtung erreicht ist durch die oben genannten Symmetrieeigenschaften des Steigungsverlaufs und durch die Festlegung des Gesamtumschlingungswinkels sowie der Relation maximale Steigung zu minimaler Steigung und des definierten Steigungsverlaufs.
8. Zwillingssschraubenrotoren nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Steigungsverläufe in den ersten beiden Teilbereichen (T_1, T_2) zueinander spiegelbildlich ausgebildet sind und dass die Steigung in jedem der beiden Teilbereiche (T_1, T_2) in je einem Symmetriepunkt, nämlich S_1 bei $\alpha = -180^\circ$ und S_2 bei $\alpha = +180^\circ$, den arithmetischen Mittelwert (L_0) aus der maximalen Steigung und der minimalen Steigung in punktsymmetrischer Manier durchläuft, und dass der dritte Teilbereich (T_3) sich über einen Umschlingungswinkel von ganzzahligen Vielfachen von 360° erstreckt, wobei die statische Auswuchtung erreicht ist durch die oben definierten Symmetrieeigenschaften des Steigungsverlaufs und die Festlegung des Gesamtumschlingungswinkels und durch Veränderungen der Geometrie im Bereich der Schraubenenden und die dynamische Auswuchtung erreicht ist durch die oben genannten Symmetrieeigenschaften des Steigungsverlaufs und durch die Festlegung des Gesamtumschlingungswinkels sowie der Relation maximale Steigung zu minimaler Steigung und des definierten Steigungsverlaufs und durch Veränderungen der Geometrie im Bereich der Schraubenenden.
9. Zwillingssschraubenrotoren nach einem der Ansprüche 1 bis 5, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Stirnprofil konstant ist.
10. Zwillingssschraubenrotoren nach einem der Ansprüche 1 bis 5, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Stirnprofil in Funktion des Umschlingungswinkels (α) variabel ist.
11. Zwillingssschraubenrotoren nach einem der Ansprüche 1 bis 5, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Stirnprofil eingängig ist.
12. Zwillingssschraubenrotoren nach einem der Ansprüche 1 bis 5, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Stirnprofil mehrgängig ist.

13. Verdrängermaschine für kompressible Medien, umfassend ein Gehäuse, einen Einlass und einen Auslass für den Zutritt bzw. für den Auslass des kompressiblen Mediums, ein Paar von in kämmendem Eingriff stehenden, im wesentlichen unwuchtfreie Zwillingsschraubenrotoren, welche mit dem Gehäuse zusammen eine axiale Kammersequenz definieren, wobei die Rotoren drehbar im Gehäuse gelagert sind und mit einem Antrieb sowie einer Synchronisierungseinrichtung versehen sind, um die Rotoren in entgegengesetzter Richtung zu drehen, solcherart, dass das Medium vom Einlass zum Auslass transportiert wird, **dadurch gekennzeichnet, dass** im wesentlichen unwuchtfreie Zwillingsschraubenrotoren nach einem der Ansprüche 1 bis 12 eingebaut sind.

14. Verdrängermaschine nach Anspruch 13, **dadurch gekennzeichnet, dass** sie als Vakuumpumpe ausgebildet ist.

Claims

1. Twin screw rotors for axially parallel installation in displacement machines for compressible media, with asymmetrical transverse profiles with an eccentric center of gravity and a number of wraps ≥ 2 and a pitch (L) that varies according to the angle of wrap (α), increasing in a first partial area (T_1) from the suction-side screw head, reaching a maximum value (L_{max}) at $\alpha = 0$ after completing one wrap, then decreasing in a second partial area (T_2) to a minimum value (L_{min}) and remaining constant in a third partial area (T_3), **characterized in that** it achieves static and dynamic balancing through calculated balancing of the overall angle of wrap (α), defined pitch course ($h(\alpha)$) and ratio of maximum pitch (L_{max}) to minimum pitch (L_{min}) in accordance with the following symmetries:

$$\begin{aligned} h<-\alpha> &= -h<\alpha> & h'<-\alpha> &= +h'<\alpha> & h''<-\alpha> &= -h''<\alpha> \\ h<2\Pi-\alpha> &= h<\alpha> & h'<2\Pi-\alpha> &= -h'<\alpha> & h''<2\Pi-\alpha> &= h''<\alpha> \\ h_{max} &= h<\Pi> & h'<0> &= h'_{max} \\ h_{min} &= h<-\Pi> = -(h_{max}) & h'<2\Pi> &= h'_{min} \\ (\alpha)(h<-\alpha>) \cos<-\alpha> &= \alpha(h<\alpha>) \cos<\alpha> \\ (h<-\alpha>)(h'<-\alpha>) \sin<-\alpha> &= h<\alpha> h'<\alpha> \sin<\alpha> \end{aligned}$$

or

in that it achieves static and dynamic balancing of at least 80%, which is supplemented by changes in the geometry in the area of the screw ends due to a sensible shortening of the crews' spiral shaped flanks that come to sharp edges in coordination with the enlargement of the angle of wrap (μ) on both sides and the pitch (L).

2. Twin screw rotors as in claim 1, **characterized in that** the ratio of maximum pitch to minimum pitch and the pitch course are specified such that the compression rate of the displacement machine for compressible media, in which the twin rotors are installed, assumes a desired value in a range from 1.0 to 10.0.

3. Twin screw rotors as in claim 1 or 2, **characterized in that** the maximum pitch, the minimum pitch and the pitch course are specified such that the suction capability of the displacement machine for compressible media, in which the twin rotors are installed, corresponds with the desired value.

4. Twin screw rotors as in one of the claims from 1 to 3, **characterized in that** the rotor length is determined by the number of wraps and by the maximum and minimum pitch.

5. Twin screw rotors as in one of the claims from 1 to 4, **characterized in that** the change in pitch at the area transitions at $\alpha = -360^\circ, 0^\circ, +j360^\circ$ is "zero".

6. Twin screw rotors as in claim 1, **characterized in that** the pitch courses in the first two partial areas (T_1, T_2) are designed to be mirror-inverted with respect to each other and that the angle of wrap of the third partial area (T_3) is equal to "zero", in which the static and dynamic balancing are achieved by the pitch course symmetry characteristics defined above, by determining the ratio of maximum pitch to minimum pitch and the defined pitch course and by changing the geometry in the area of the screw ends.

7. Twin screw rotors as in claim 1, **characterized in that** the pitch courses in the first two partial areas (T_1, T_2) are designed to be mirror-inverted with respect to each other and that the pitch course in each of the two partial areas (T_1, T_2) passes through the arithmetic mean value (L_0) between the maximum pitch and the minimum pitch in a

point-symmetric manner, in particular, through S_1 at $\alpha = -180^\circ$ and S_2 at $\alpha = +180^\circ$, and that the third partial area (T_3) extends over an angle of wrap of whole number multiples of 360° , by which the static balance is achieved with the symmetry characteristics of the pitch course defined above and the determination of the overall angle of wrap, and the dynamic balance is achieved with the symmetry characteristics of the pitch course defined above and the determination of the overall angle of wrap along with the ratio of maximum pitch to minimum pitch and the defined pitch course.

8. Twin screw rotors as in claim 1, **characterized in that** the pitch courses in the first two partial areas (T_1 , T_2) are designed to be mirror-inverted with respect to each other and that the pitch course in each of the two partial areas (T_1 , T_2) passes through the arithmetic mean value (L_0) between the maximum pitch and the minimum pitch in a point-symmetric manner, in particular, through S_1 at $\alpha = -180^\circ$ and S_2 at $\alpha = +180^\circ$, and that the third partial area (T_3) extends over an angle of wrap of whole number multiples of 360° , by which the static balance is achieved with the symmetry characteristics of the pitch course defined above and the determination of the overall angle of wrap and by changing the geometry in the area of the screw ends, and the dynamic balance is achieved with the symmetry characteristics of the pitch course defined above and the determination of the overall angle of wrap along with the ratio of maximum pitch to minimum pitch and the defined pitch course and by changing the geometry in the area of the screw ends.

9. Twin screw rotors as in one of the claims 1 to 5, **characterized in that** the transverse profile is constant.

10. Twin screw rotors as in one of the claims 1 to 5, **characterized in that** the transverse profile is variable in the function of the angle of wrap (α).

11. Twin screw rotors as in one of the claims 1 to 5, **characterized in that** the transverse profile is single-threaded.

12. Twin screw rotors as in one of the claims 1 to 5, **characterized in that** the transverse profile is multi-threaded.

13. Displacement machine for compressible media comprising a housing, an inlet and the outlet for the admission and/or discharge of the compressible medium, and a pair of twin screw rotors in meshing engagement that are for the most part free of imbalance, which together with the housing defined an axial series of chambers in which the rotors are seated in the housing such that they can rotate and which includes a drive and a synchronization device to rotate the rotors in opposite directions such that the medium at the inlet is transported to the outlet, **characterized in that** twin screw rotors as in one of the claims 1 through 12 are installed and are for the most part free of imbalance.

14. Displacement machine as in claim 13, **characterized in that** it is designed as a vacuum pump.

Revendications

1. Rotors à vis jumelles pour un montage axialement parallèle dans des machines de refoulement pour fluides compressibles, avec des profilés frontaux asymétriques avec des positions de centre de gravité excentrique ainsi que des nombres d'enroulement ≥ 2 ainsi qu'un pas (L) variant en fonction de l'angle d'enroulement (α) qui augmente dans une première zone partielle (T_1) depuis l'extrémité de vis côté aspiration, atteint après un enroulement à $\alpha = 0$ une valeur maximale ($L_{\max}$), dans une seconde zone partielle (T_2) diminue jusqu'à une valeur minimale ($L_{\min}$) et est constante dans une troisième zone partielle (T_3), **caractérisés en ce que** l'équilibrage statique et dynamique est atteint par une compensation de calcul entre l'angle total d'enroulement (α), la courbe de l'inclinaison ($h(\alpha)$) et la relation entre le pas maximal ($L_{\max}$) et le pas minimal ($L_{\min}$) selon les symétries suivantes

$$\begin{aligned} h<-\alpha> &= -h<\alpha> & h'<-\alpha> &= +h'<\alpha> & h''<-\alpha> &= -h''<\alpha> \\ h<2\Pi-\alpha> &= h<\alpha> & h'<2\Pi-\alpha> &= -h'<\alpha> & h''<2\Pi-\alpha> &= h''<\alpha> \\ h_{\max} &= h<\Pi> & h'<0> &= h'_{\max} \\ h_{\min} &= h<-\Pi> = -(h_{\max}) & h'<2\Pi> &= h'_{\min} \\ (\alpha)(h<-\alpha>) \cos<-\alpha> &= \alpha(h<\alpha>) \cos<\alpha> \\ (h<-\alpha>)(h'<-\alpha>) \sin<-\alpha> &= h<\alpha> h'<\alpha> \sin<\alpha> \end{aligned}$$

ou **en ce que** l'équilibrage statique et dynamique atteint au moins 80 % et est complété par modification de la géométrie dans la zone des extrémités de vis grâce à une réduction judicieuse des flancs d'hélice de vis coniques en concordance avec un agrandissement bilatérale d'angle d'enroulement (μ) et de l'inclinaison (L).

- 5 **2.** Rotors à vis jumelles selon la revendication 1, **caractérisés en ce que** la relation entre le pas maximal et le pas minimal et la courbe du pas sont définies de sorte que le taux de compression de la machine de refoulement de fluides compressibles dans laquelle sont montés les rotors jumeaux, prend une valeur souhaitée comprise entre 1,0 et 10,0.
- 10 **3.** Rotors à vis jumelles selon la revendication 1 ou 2, **caractérisés en ce que** le pas maximal, le pas minimal et la courbe du pas sont définis de sorte que la capacité d'aspiration de la machine de refoulement pour fluides compressibles, dans laquelle sont montés les rotors jumeaux correspond à la valeur souhaitée.
- 15 **4.** Rotors à vis jumelles selon l'une des revendications 1 à 3, **caractérisés en ce que** la longueur de rotor est déterminée par le nombre d'enroulement ainsi que le pas maximal et le pas minimal.
- 20 **5.** Rotors à vis jumelles selon l'une des revendications 1 à 3, **caractérisés en ce que** la modification de pas aux zones de transitions est pour $\alpha = -360^\circ, 0^\circ, +360^\circ$ est égale à zéro.
- 25 **6.** Rotors à vis jumelles selon la revendication 1, **caractérisés en ce que** les courbes de pas sont réalisées symétriquement dans les deux premières zones partielles (T_1, T_2) et **en ce que** l'angle d'enroulement de la troisième zone partielle (T_3) est égal à "zéro", l'équilibrage statique et dynamique étant atteint par les propriétés de symétrie définies ci-dessus de la courbe de pas, par la détermination de la relation entre le pas maximal et le pas minimal, de la courbe définie de pas ainsi que par des modifications de la géométrie dans la zone des extrémités de vis.
- 30 **7.** Rotors à vis jumelles selon la revendication 1, **caractérisés en ce que** les courbes sont réalisées symétriquement dans les deux premières zones partielles (T_1, T_2) et **en ce que** le pas traverse dans chacune des deux zones partielles (T_1, T_2) dans un point de symétrie, notamment S_1 à $\alpha = -180^\circ$ et S_2 à $\alpha = +180^\circ$, la valeur moyenne arithmétique (L_0) calculée à partir du pas maximal et du pas minimal de manière symétriquement centrale et **en ce que** la troisième zone partielle (T_3) s'étend sur un angle d'enroulement de multiples entiers de 360° , l'équilibrage statique étant atteint par les propriétés de symétrie définies ci-dessus de la courbe du pas et par la détermination de l'angle total d'enroulement et l'équilibrage dynamique est atteint par les propriétés de symétrie définies ci-dessus de la courbe de pas et par la détermination de l'ensemble de l'angle d'enroulement ainsi que de la relation entre le pas maximal et le pas minimal et de la courbe définie de pas.
- 35 **8.** Rotors à vis jumelles selon la revendication 1, **caractérisés en ce que** les courbes sont réalisées symétriquement dans les deux premières zones partielles (T_1, T_2) et **en ce que** le pas traverse dans chacune des deux zones partielles (T_1, T_2) dans un point de symétrie, notamment S_1 à $\alpha = -180^\circ$ et S_2 à $\alpha = +180^\circ$, la valeur moyenne arithmétique (L_0) calculée à partir du pas maximal et du pas minimal de manière symétriquement centrale et **en ce que** la troisième zone partielle (T_3) s'étend sur un angle d'enroulement de multiples entiers de 360° , l'équilibrage statique étant atteint par les propriétés de symétrie définies ci-dessus de la courbe du pas et par la détermination de l'angle total d'enroulement, et l'équilibrage dynamique est atteint par les propriétés de symétrie définies ci-dessus de la courbe de pas et par la détermination de l'ensemble de l'angle d'enroulement ainsi que de la relation entre le pas maximal et le pas minimal et de la courbe définie de pas et par modifications de la géométrie dans la zone des extrémités de vis.
- 40 **9.** Rotors à vis jumelles selon l'une des revendications 1 à 5, **caractérisés en ce que** le profilé frontal est constant.
- 45 **10.** Rotors à vis jumelles selon l'une des revendications 1 à 5, **caractérisés en ce que** le profilé frontal est variable en fonction de l'angle d'enroulement (α)
- 50 **11.** Rotors à vis jumelles selon l'une des revendications 1 à 5, **caractérisés en ce que** le profilé frontal est à mono-filet.
- 55 **12.** Rotor à vis jumelles selon l'une des revendications 1 à 5, **caractérisé en ce que** le profilé frontal est à multi-filets.
13. Machine de refoulement pour fluides compressibles, comprenant un coffret, une entrée et une sortie pour l'amenée respectivement pour la sortie du fluide compressible, une paire de rotors à vis jumelles essentiellement équilibrés en engagement mutuel, lesquels définissent avec le coffret une séquence de chambre, les rotors étant logés rotatifs

EP 1 303 702 B1

dans le coffret et étant munis d'un entraînement ainsi que d'un dispositif de synchronisation pour tourner les rotors dans une direction opposée, de sorte que le fluide soit transporté entre l'entrée et la sortie, **caractérisée en ce que** des rotors à vis jumelles essentiellement équilibrés selon l'une des revendications 1 à 12 sont montés.

5 **14.** Machine de refoulement selon la revendication 13, **caractérisée en ce qu'**elle est réalisée comme une pompe à vide.

10

15

20

25

30

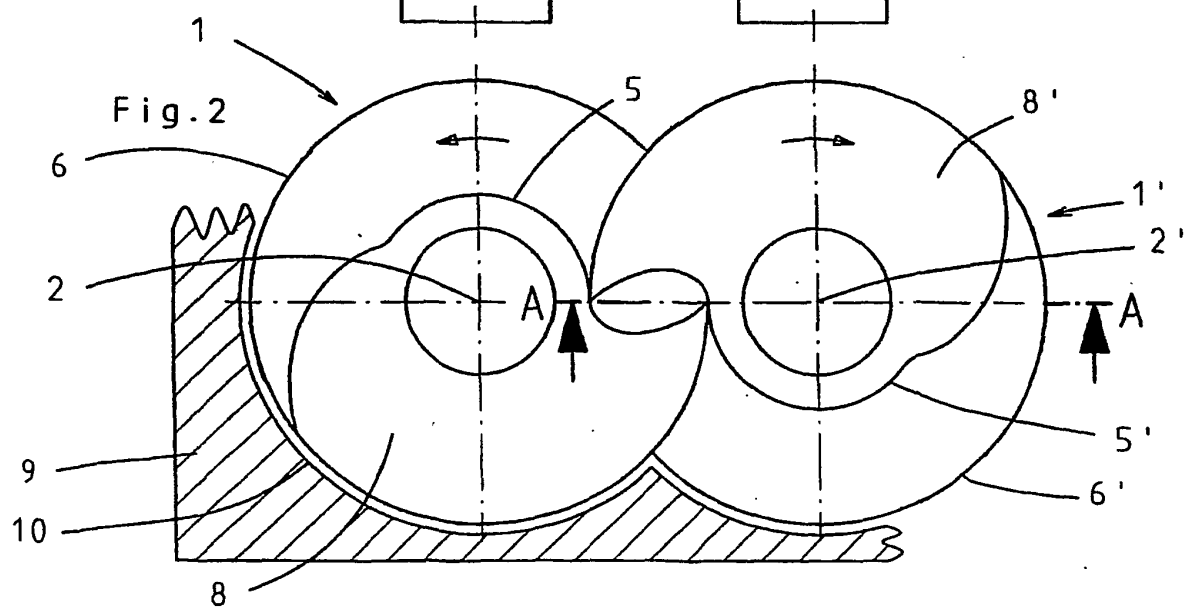
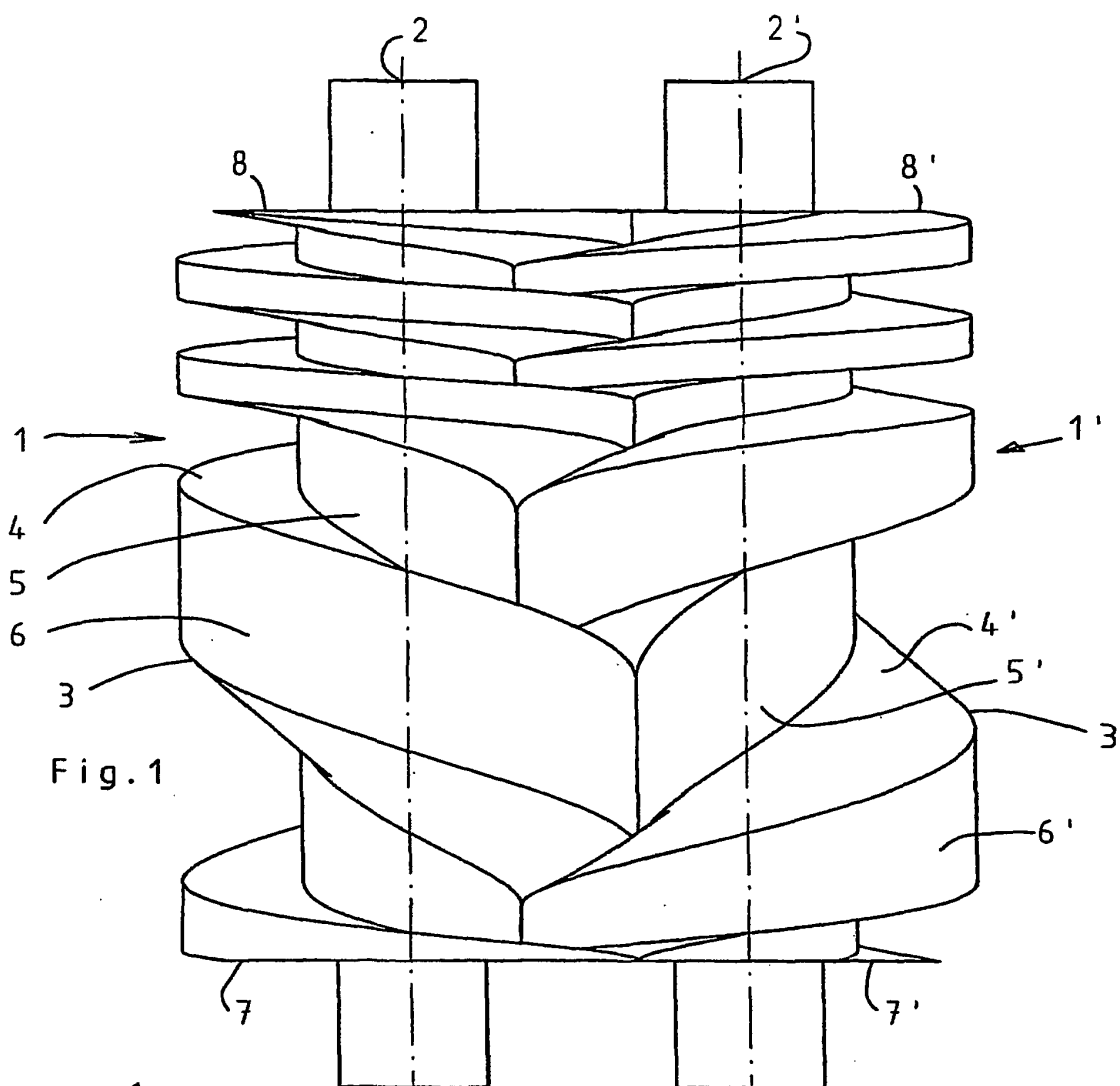
35

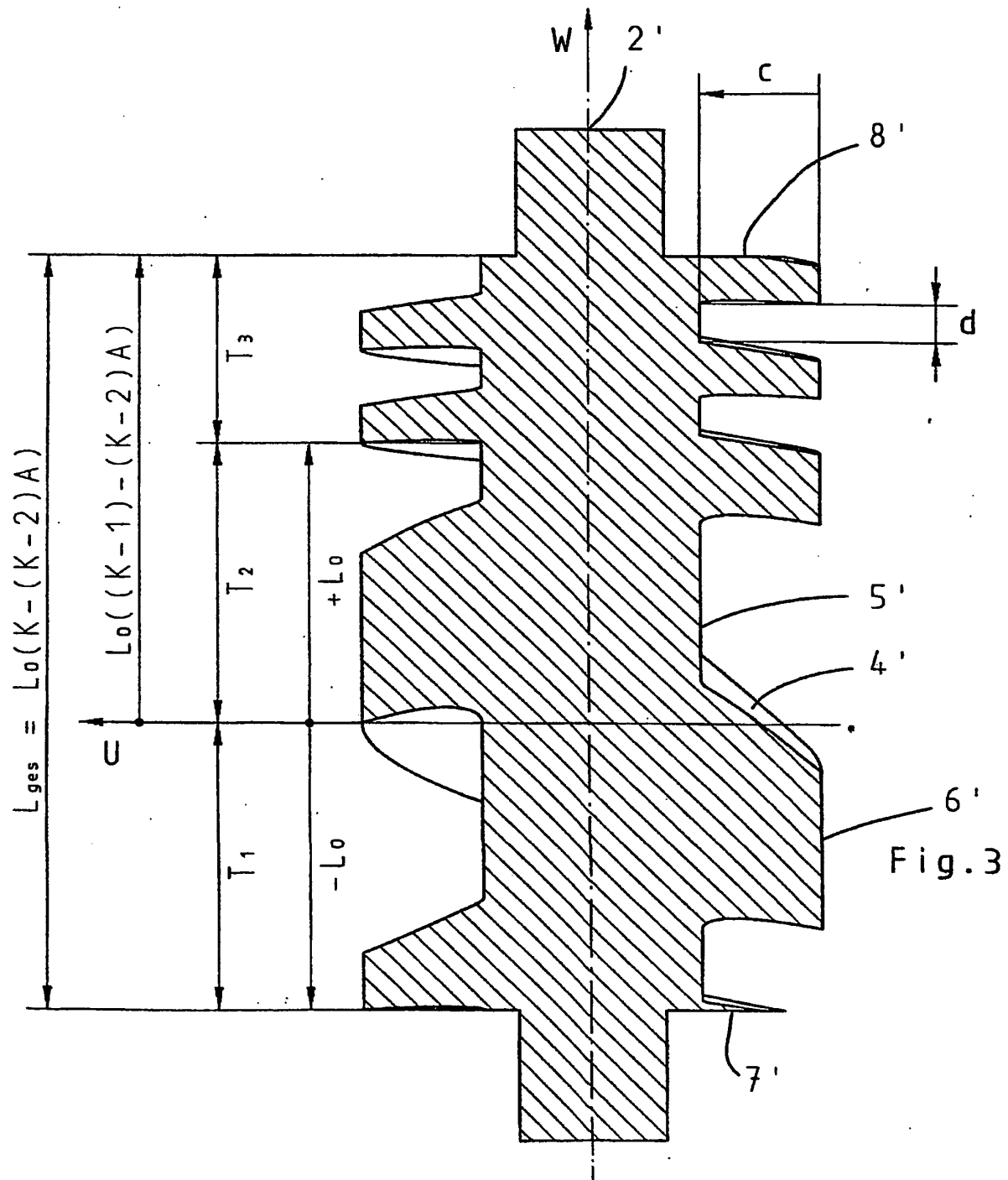
40

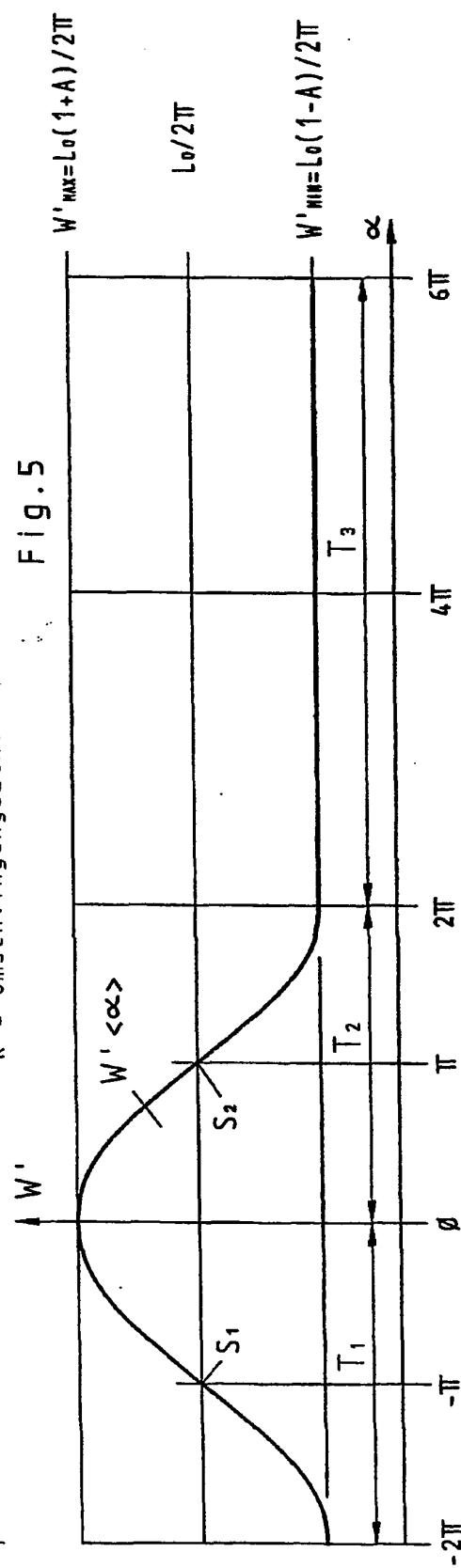
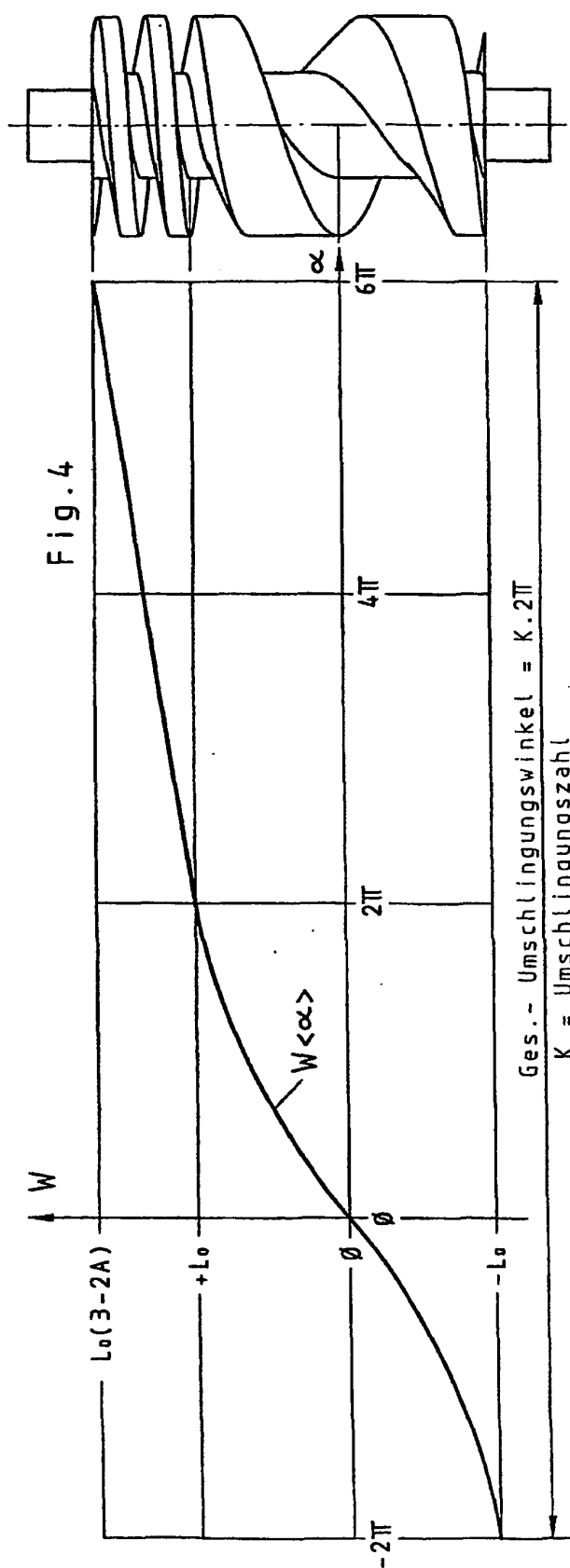
45

50

55







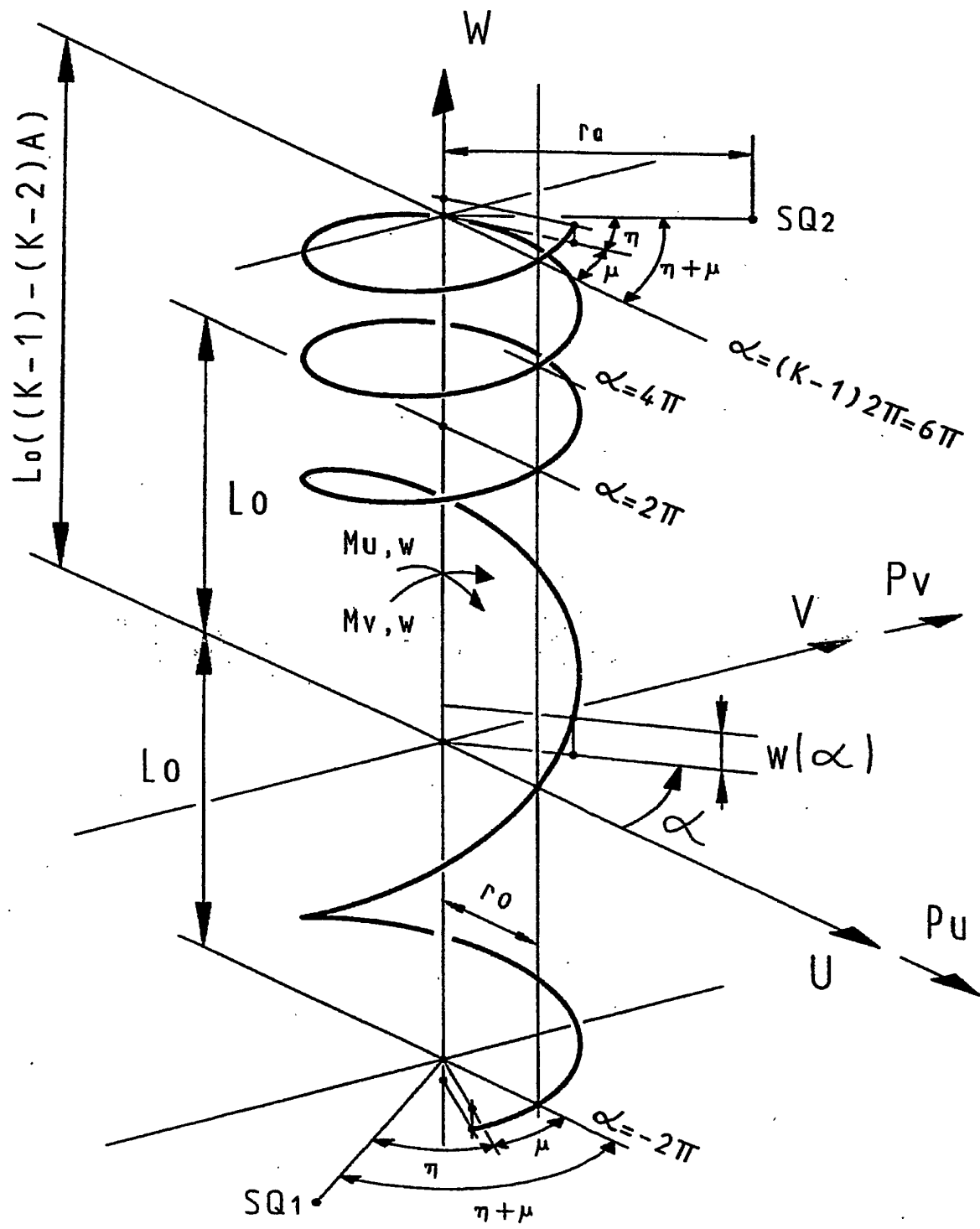
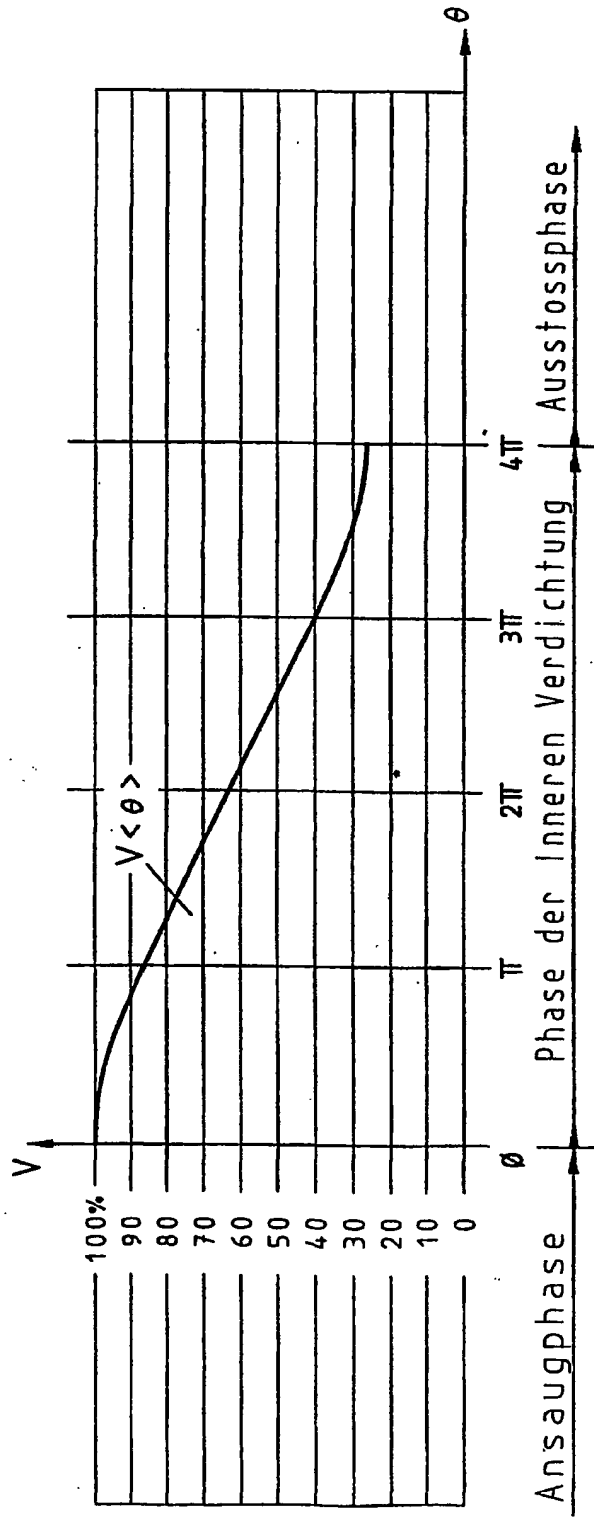
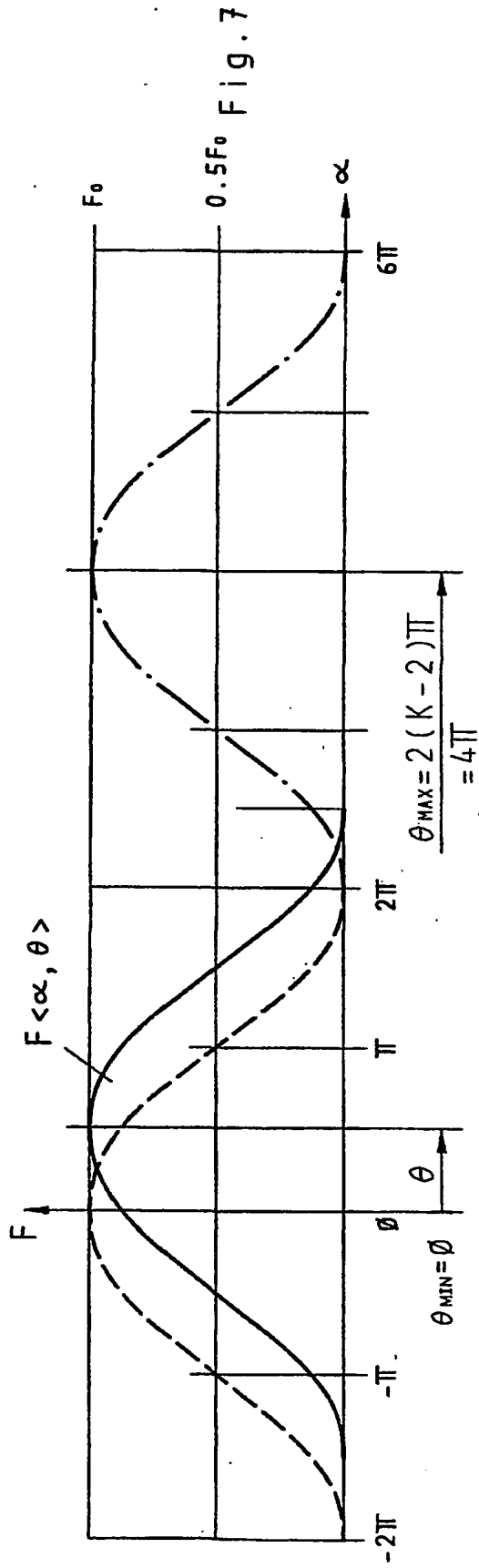


Fig. 6



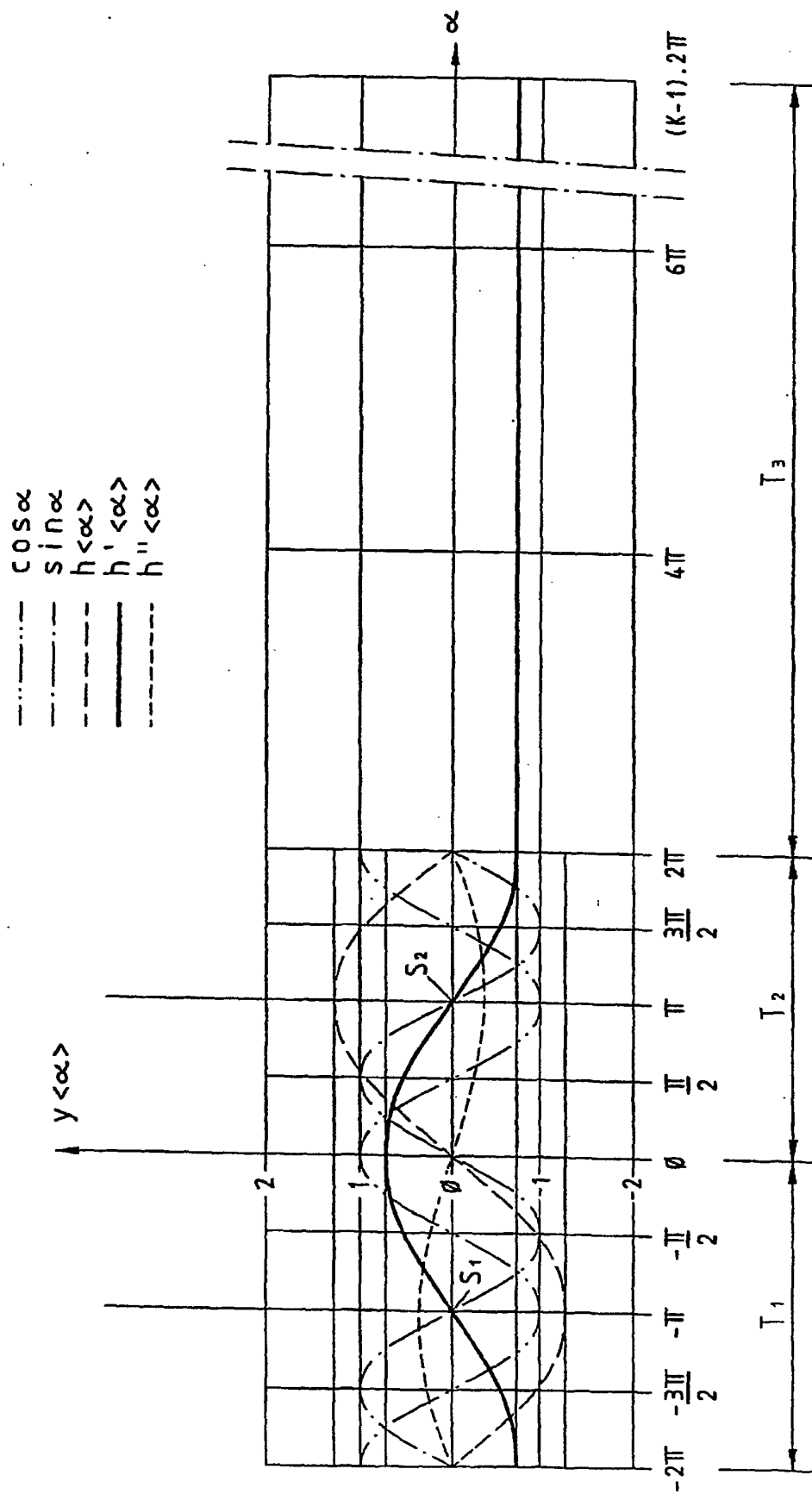


Fig. 9

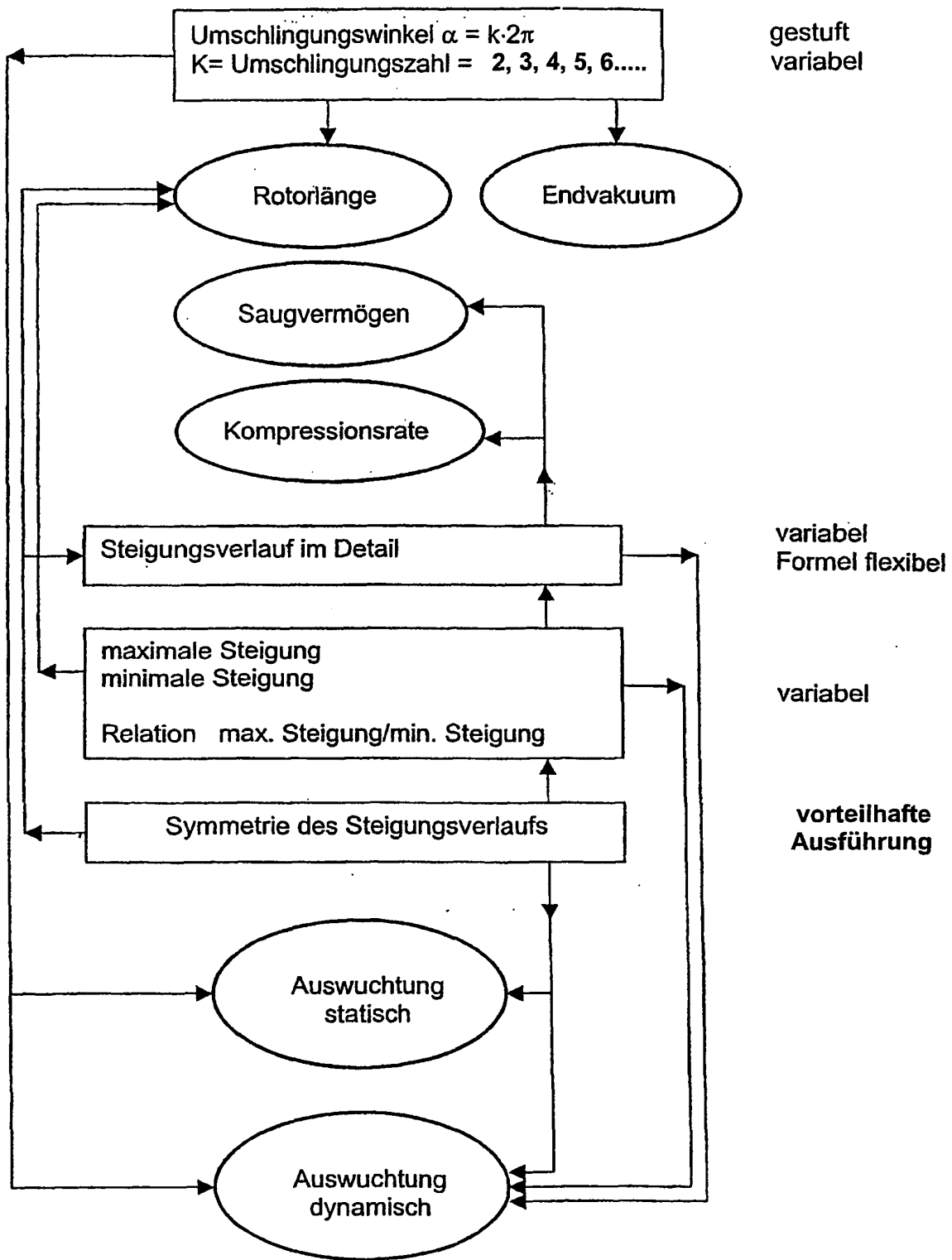
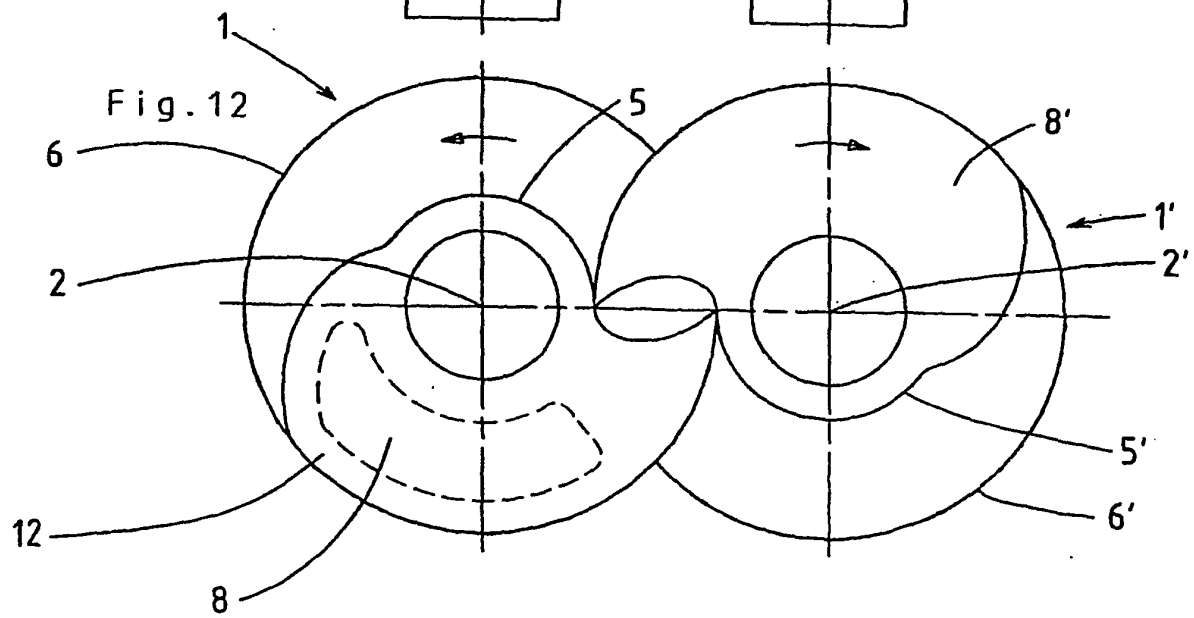
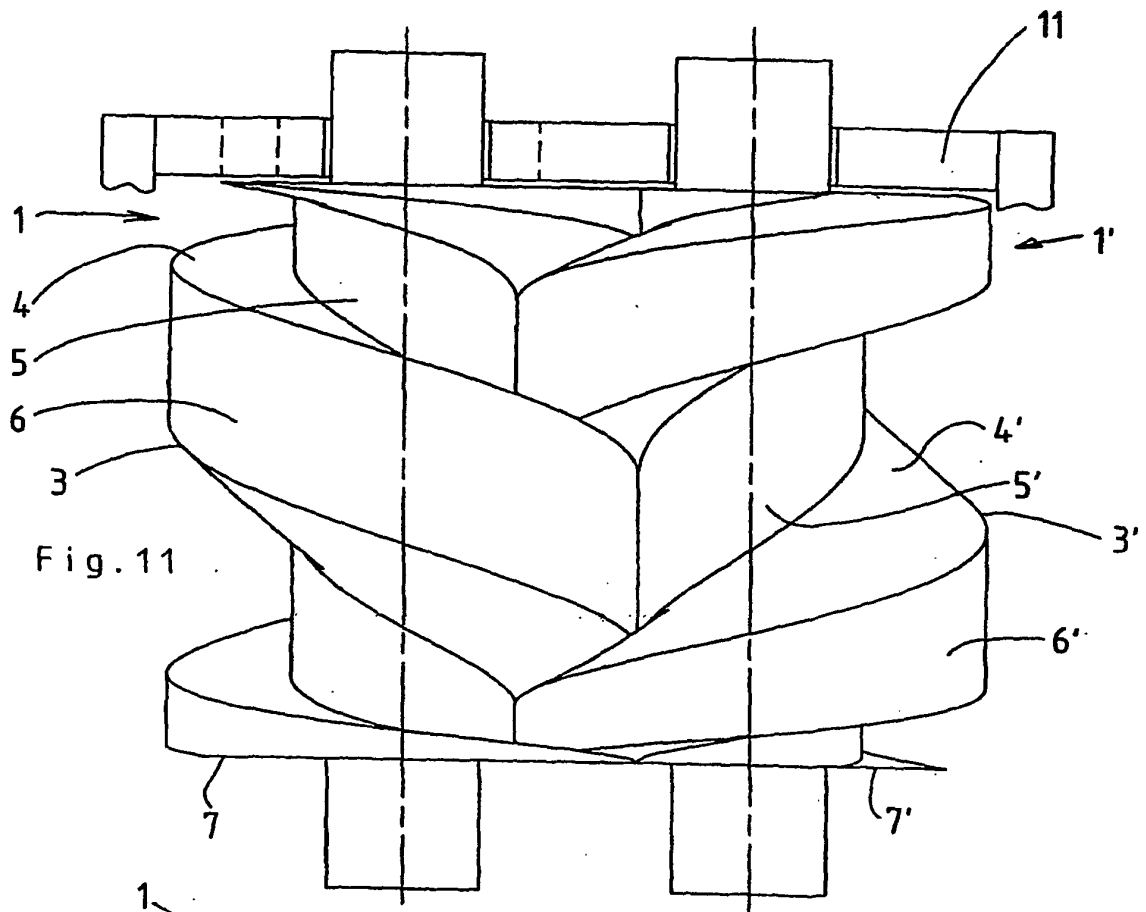
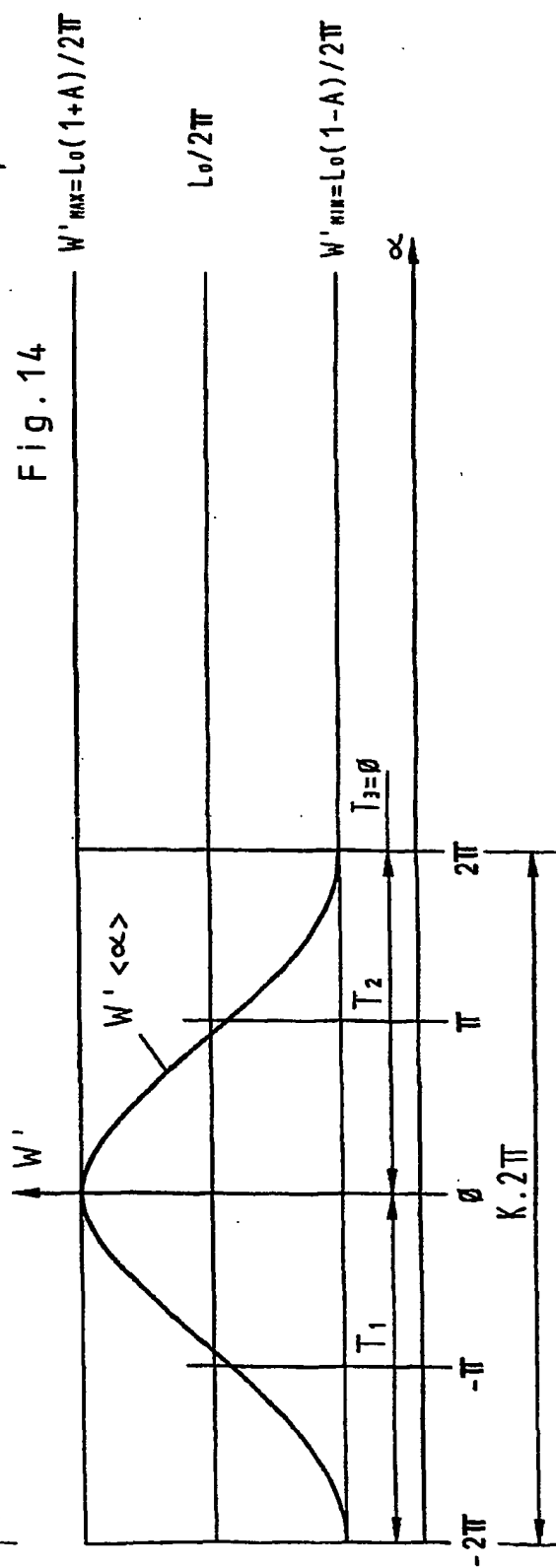
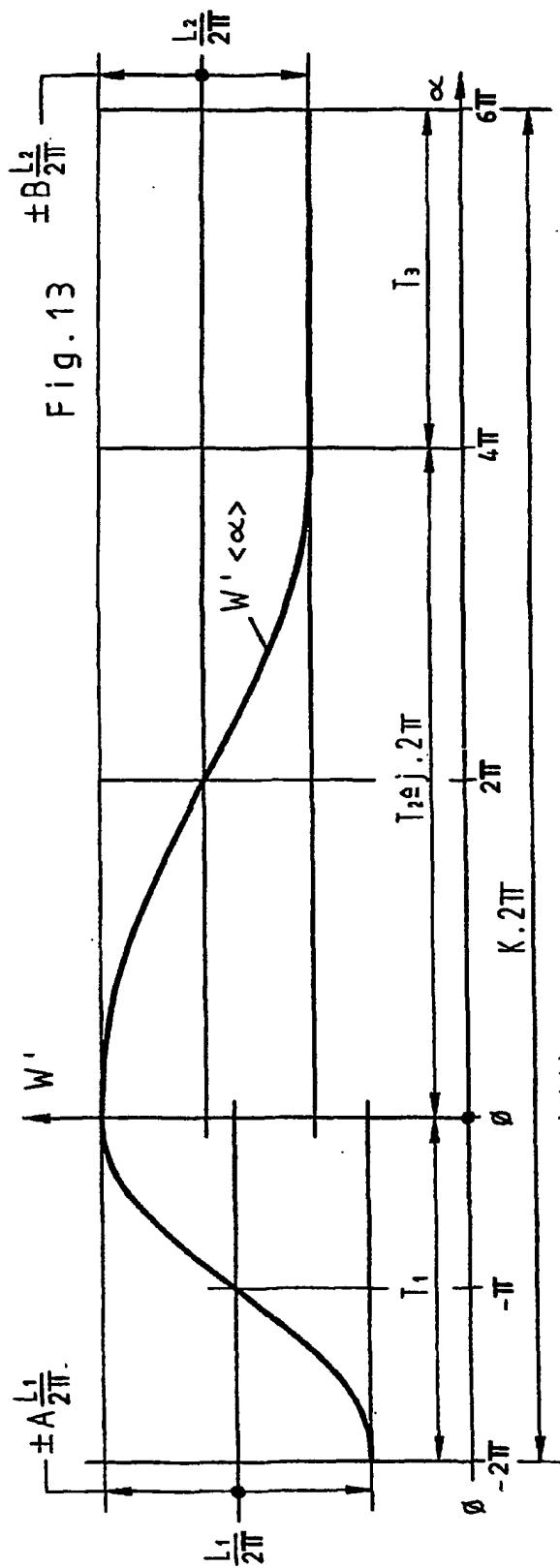


Fig. 10





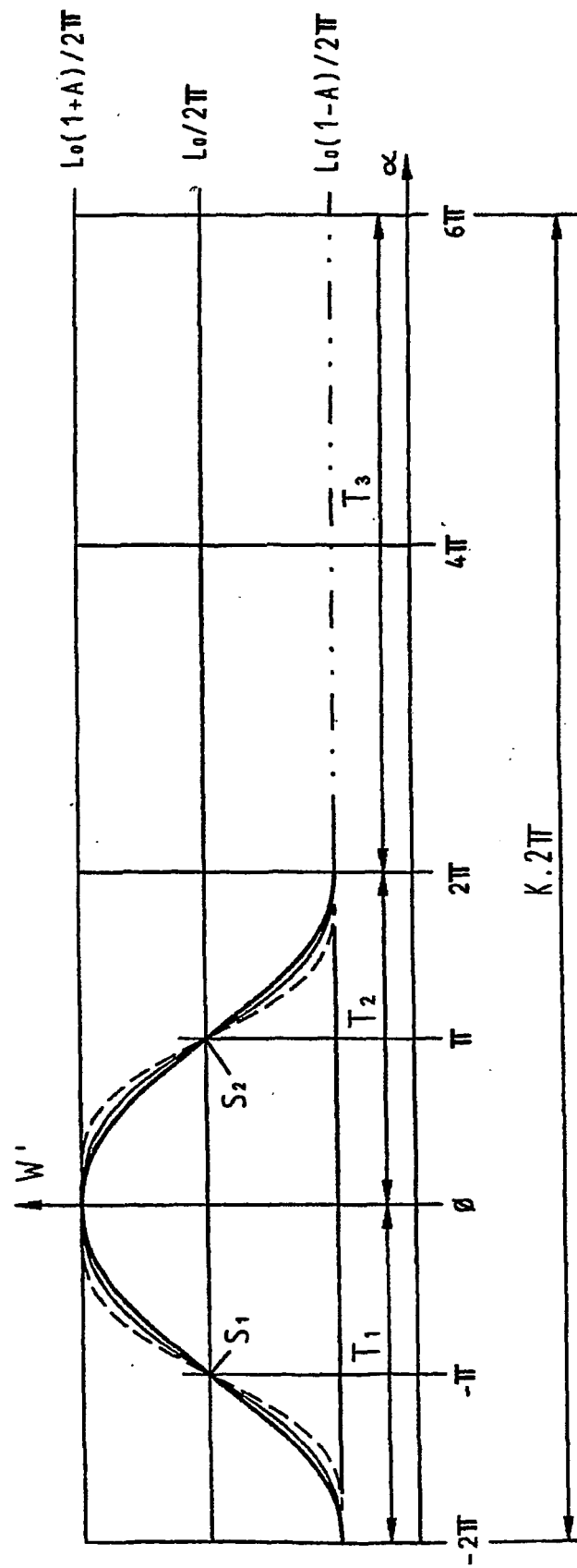


Fig. 15

Fig. 18

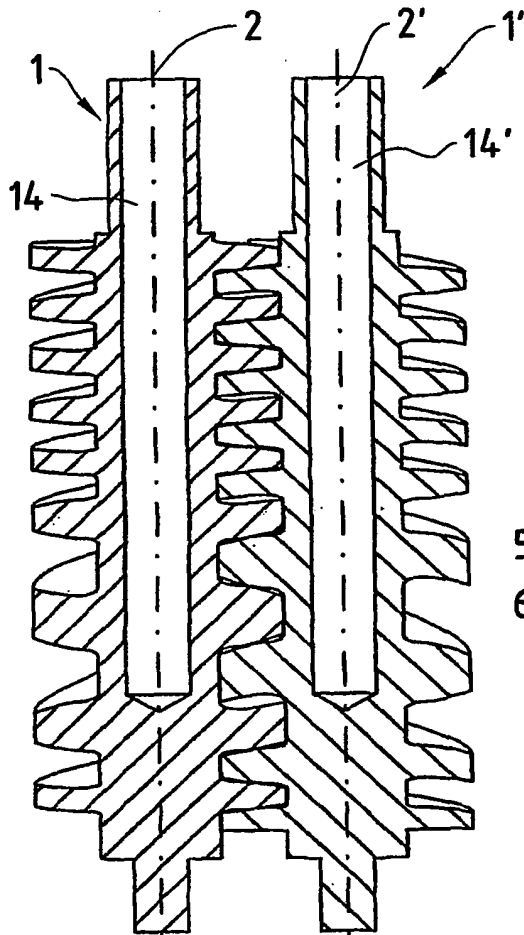
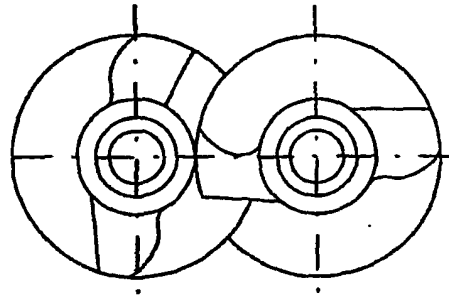


Fig. 19

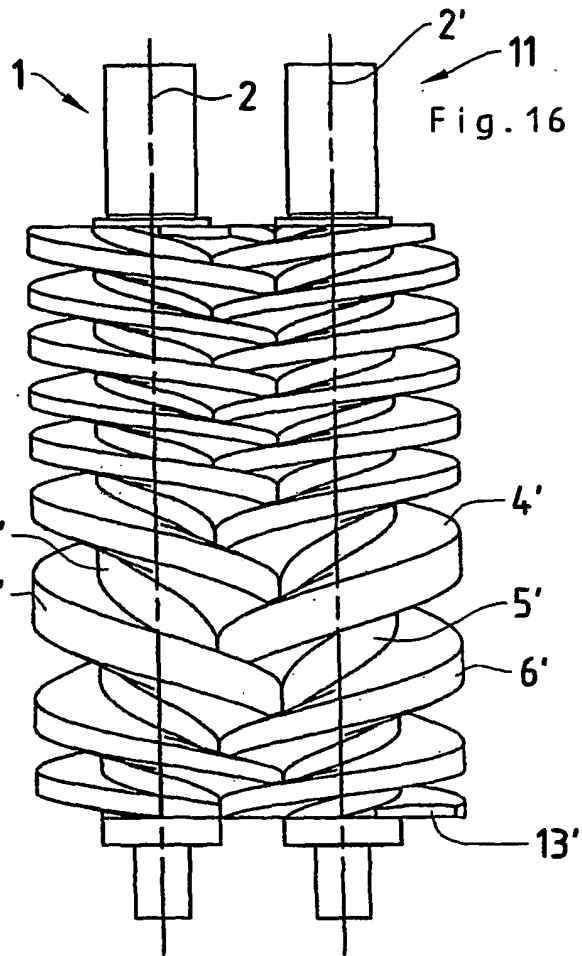
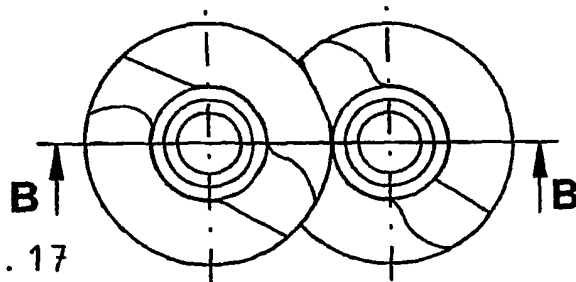


Fig. 16

Fig. 17



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

- SE 85331 [0002]
- DE 2434782 [0002]
- DE 2434784 [0002]
- DE 2934065 [0003]
- DE 2944714 [0003]
- DE 3332707 [0003]
- AU 261792 [0003]
- DE 594691 [0005]
- DE 609405 [0006]
- DE 87685 [0007]
- DE 4445958 [0008]
- EP 0697523 A [0009]
- EP 1070848 A [0010]
- GB 5273392 A [0012]
- GB 112104 A [0012]
- GB 670395 A [0012]
- EP 0736667 A [0012]
- EP 08669181 A [0012]
- DE 19530662 [0014]
- WO 0025004 A [0016]
- WO 0047897 A [0018]
- JP 62291486 B [0020]
- WO 9721925 A [0020]
- WO 9811351 A [0020]