

(19) BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND

PATENTSCHRIFT



(12) Ausschließungspatent

(11) **DD 297 864 A5**

Erteilt gemäß § 17 Absatz 1
Patentgesetz der DDR
vom 27. 10. 1983
in Übereinstimmung mit den entsprechenden
Festlegungen im Einigungsvertrag

5(51) F 16 H 15/02

DEUTSCHES PATENTAMT

In der vom Anmelder eingereichten Fassung veröffentlicht

(21) DD F 16 H / 334 750 8
(31) 8827140.8
9301982.2

(22) 21.11.89
(32) 21.11.88
30.01.89

(44) 23.01.92
(33) GB

(71) siehe (73)
(72) Fellows, Thomas G.; Greenwood, Christopher, J.; Winter, Philip D., GB
(73) Torotrak Development Limited, London SE1 6BU, GB

(54) Transmissionen mit toroidalen Laufring-Rollen-Traktionsanordnungen

(57) Es wird ein Rollen-Steuersystem für eine Transmission mit kontinuierlich veränderlichem Verhältnis der angegebenen Art geschaffen, wobei die Rollen (60) mit veränderlicher Orientierung eine Antriebskraft zwischen einem teiltoroidalen Laufring (85), ausgebildet an einer Antriebsscheibe (61) und einem ähnlichen Laufring (87) ermöglichen, der an einer koachsialen Abtriebsscheibe (62) angeordnet ist. Jede Rolle ist so angeordnet, daß dieselbe um einen ortsfesten Mittelpunkt (66) und eine ortsfeste Achse (56) innerhalb eines starren Trägers (67) umläuft, wobei ein Ende desselben in Berührung mit dem Betätigungsmechanismus steht, der über eine vorherbestimmte Hubhöhe der Betätigungsbewegung hin- und hergehend beweglich ist, und dergestalt arbeitet, daß auf den Träger eine Steuerkraft beaufschlagt wird. Die Anordnung aus Rolle und Träger wird durch lediglich drei Berührungsstellen mit der benachbarten Anordnung gehalten, und zwar den zwei Scheiben/Rolle-Berührungspunkten (86, 88) und der Berührungsstelle (82) mit dem Betätigungsmechanismus. Diese drei Berührungsstellen reichen aus, damit die Rollen-Anordnung konstant ein Verhältniswinkel sucht, bei dem der jeweils vorliegende Wert der Steuerkraft durch den jeweils vorliegenden Wert der Antriebskräfte, denen die Rollenordnung unterworfen ist, im Gleichgewicht gehalten wird, und zwar bedingt durch die Berührung zwischen der Rolle und den zwei Scheiben und wo sich die Transmission somit im Gleichgewicht befindet.

ISSN 0433-6461

17 Seiten

Patentansprüche:

1. Rollen-Steuersystem für eine CVT (Transmission mit kontinuierlich veränderlichem Verhältnis) mit einem Träger (67, Fig. 4) und darauf angeordneten Lagern (64, 65) und einer in diesen Lagern umlaufenden Rolle (60), wobei die Rolle in Berührung steht und überträgt eine Antriebskraft zwischen koaxial drehbaren Scheiben (61, 62), die Antriebs- und Abtriebs-Laufringe (85, 87) darstellen und den verschiedenen Teilen der Oberfläche eines einzigen Torus entsprechen, und hierdurch Antriebskräfte an den Berührungsstellen zwischen Scheibe und Rolle übertragen, wobei ein Betätigungsmechanismus (71, 72) über eine vorherbestimmte Hubgröße der Arbeitsbewegung hin- und hergehend beweglich ist, und eine vorherbestimmte Steuerkraft auf den Träger beaufschlagen kann, wobei der Betätigungsmechanismus und der Träger eine Gleichgewichtslage suchen, in der die Resultierende der Steuerkraft und der Antriebskräfte, die die Rollenordnung erfährt, sich in einer Ebene rechtwinklig zu der Achse der Scheiben auf Null beiläuft, **gekennzeichnet durch** die Kombination der nachfolgenden Merkmale:
 - a) der Träger weist eine starre Struktur auf, zu der relativ die Rollenachse (58) und der Rollenmittelpunkt (66) ortsfest sind, und dieselbe mit dem Betätigungsmechanismus an einer Stelle (82) entfernt von der Rollenachse in Berührung steht und
 - b) die Rollenordnung weist lediglich drei Berührungspunkte mit benachbarten Bauelementen auf, und zwar den zwei Scheiben/Rollen-Berührungspunkten (86, 88) und dem Berührungspunkt mit dem Betätigungsmechanismus.
2. Rollen-Steuersystem nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, daß sich die starre Struktur des Trägers von den Rollenlagern zu der Berührungsstelle mit dem Betätigungsmechanismus erstreckt.
3. Rollen-Steuersystem nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Berührung zwischen dem Betätigungsmechanismus und der Rollenordnung durch eine Kugelverbindung (95, Figur 6) oder dgl. erfolgt, wodurch ein gemeinsames Drehen über mehr als eine Achse ermöglicht wird.
4. Rollen-Steuersystem nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, daß der Betätigungsmechanismus einen in einem Zylinder beweglichen Kolben aufweist.
5. Rollen-Steuersystem nach Anspruch 4, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Kolben- und Zylinderkombination (71, 72) doppelwirkend ist.
6. Rollen-Steuersystem nach Anspruch 4, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Kolben- und Zylinderkombination (97, 99) einfachwirkend ist und eine Kraft in einer ersten Richtung ausüben kann, und ein zweiter Kolben und Zylinder (98, 100) vorliegen, die in der Lage sind, eine Kraft in einer zweiten und praktisch entgegengesetzten Richtung auszuüben.
7. Rollen-Steuersystem nach Anspruch 4, **dadurch gekennzeichnet**, daß der Kolben (135, Figur 16) flexibel ist und der Kolbenmittelpunkt von der Zylinderachse abweichen kann.
8. Rollen-Steuersystem nach Anspruch 4, **dadurch gekennzeichnet**, daß die relative Drehung zwischen dem Kolben und dem Zylinder (141, 130, Figur 10) lediglich um die Zylinderachse herum erfolgt sowie die Berührung zwischen der Rollenordnung und dem Betätigungsmechanismus vermittelt einer weiteren Verbindung (143) erfolgt, die eine Drehung um andere Achsen ermöglicht.
9. Rollen-Steuersystem nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, daß der Betätigungsmechanismus lediglich an einer Seite der Ebene angeordnet ist, die die CVT-Achse und den Rollenmittelpunkt einschließt.
10. Rollen-Steuersystem nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, daß eine ortsfeste Umkleidungsstruktur (63) und ein Rollen-Steuersystem nach einem der vorangehenden Ansprüche vorliegt sowie wenigstens ein Teil des Betätigungsmechanismus an der ortsfesten Umkleidungsstruktur angeordnet ist.
11. Rollen-Steuersystem nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, daß der Durchmesser (83), um den die Rolle umläuft, bei sich verändernden übertragenden Verhältnissen gegenüber der Ebene 91 geneigt ist, die den Mittelpunktskreis des Torus einschließt.
12. Rollen-Steuersystem nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, daß der Betätigungsmechanismus eine einfach wirkende Kolben-Zylinder-Kombination (70, 190, Fig. 18) aufweist, bestehend aus einem ersten Kolben, der in einem ersten Zylinder beweglich und in der Lage ist, eine Kraft in einer ersten Richtung auszuüben, wobei der Betätigungsmechanismus ebenfalls einen zweiten Kolben und Zylinder (193, 194) aufweist, der in der Lage ist, eine Kraft in einer zweiten und praktisch entgegengesetzten Richtung auszuüben, sowie der zweite Kolben und

der Träger (67) getrennte Gegenstände sind, die in einer nicht verriegelnden Weise bei der Benutzung aneinanderstoßen.

13. Rollen-Steuersystem nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, daß eine hydraulische Kolben-Zylinder-Kombination (71, 90, Fig. 18) vorliegt, vermittle derer die Steuerkraft auf den Träger beaufschlagt wird, und eine Öffnung in dem Zylinder ausgebildet ist, wodurch der Zylinder in Verbindung mit dem hydraulischen Kreis (200) steht, sowie der Querschnitt der Öffnung praktisch mit der vollen Bohrung des Zylinders zusammenfällt.
14. Rollen-Steuersystem nach Anspruch 13, **dadurch gekennzeichnet**, daß ein CVT-Gehäuse vorliegt sowie der hydraulische Kreis eine Reihe ringartig geformter Bauelemente innerhalb des CVT-Gehäuses besitzt, die sich coaxial zu der Hauptachse des CVT erstrecken.
15. Rollen-Steuersystem nach Anspruch 14, **dadurch gekennzeichnet**, daß diese Anordnung der Form lediglich eines unvollständigen Rings entspricht, die Ringlücke einen Zugang zu anderen Bauelementen zwecks Hindurchtritt durch das CVT-Gehäuse ermöglicht.
16. Rollen-Steuersystem nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, daß das Betätigungssystem einen hydraulischen Betätigungskreis und wenigstens eine Kolben-Zylinder-Kombination in Verbindung mit diesem Kreis besitzt sowie die Verbindung (206, 208, 210, Fig. 19) zwischen dem Zylinder und dem Kreis dergestalt ist, daß das Annähern des Kolbens an das Ende des Arbeitshubes ermöglicht wird, wodurch eine „Überlastung“ oder anderer Notstand des Systems angezeigt wird, und hierdurch der Kreis unterbrochen wird, wodurch sich ein Druckanstieg des Fluids oberhalb des Hindernisses ergibt und einer Weiterbewegung des Kolbens entgegenwirkt.

Hierzu 8 Seiten Zeichnungen

Transmissionen mit toroidalen Laufring-Rollen-Traktionsanordnungen

Es wird ein Rollen-Steuersystem für eine Transmission mit kontinuierlich veränderlichem Verhältnis der angegebenen Art geschaffen, wobei die Rollen (60) mit veränderlicher Orientierung eine Antriebskraft zwischen einem teiltoroidalen Laufring (85) ausgebildet an einer Antriebsscheibe (61) und einem ähnlichen Laufring (87) ermöglichen, der an einer coaxialen Abtriebscheibe (62) angeordnet ist. Jede Rolle ist so angeordnet, daß dieselbe um einen ortsfesten Mittelpunkt (66) und eine ortsfeste Achse (58) innerhalb eines starren Trägers (67) umläuft, wobei ein Ende desselben in Berührung mit dem Betätigungsmechanismus steht, der über eine vorherbestimmte Hubhöhe der Betätigungsbewegung hin- und hergehend beweglich ist, und dergestalt arbeitet, daß auf den Träger eine Steuerkraft beaufschlagt wird. Die Anordnung aus Rolle und Träger wird durch lediglich drei Berührungsstellen mit der benachbarten Anordnung gehalten, und zwar den zwei Scheiben/Rolle-Berührungspunkten (86, 88) und der Berührungsstelle (82) mit dem Betätigungsmechanismus. Diese drei Berührungsstellen reichen aus, damit die Rollen-Anordnung konstant ein Verhältniswinkel sucht, bei dem der jeweils vorliegende Wert der Steuerkraft durch den jeweils vorliegenden Wert der Antriebskräfte, denen die Rollen anordnung unterworfen ist, im Gleichgewicht gehalten wird, und zwar bedingt durch die Berührung zwischen der Rolle und den zwei Scheiben und wo sich die Transmission somit im Gleichgewicht befindet.

Die Erfindung betrifft Transmissionen mit toroidalen Laufring-Rollen-Traktionsanordnungen mit kontinuierlich veränderlichem Verhältnis, nachfolgend als CVT bezeichnet. Die Erfindung betrifft insbesondere Variatoren, d.h. das Verhältnis verändernde Einheiten derartiger Transmissionen, wobei Rollen mit veränderlicher Orientierung eine Antriebskraft übertragen zwischen coaxialen und teilweise toroidalen Antriebs- und Abtriebslaufringen, die auf coaxialen und drehbaren Antriebs- bzw. Abtriebscheiben angeordnet sind. Durch gleichzeitiges Ändern des Radius von der gemeinsamen Achse der Scheiben, wo die Rollen in Rollberührung mit den zwei Laufringen stehen, verändern sich die relativen Geschwindigkeiten der zwei Scheiben, wodurch sich eine Veränderung des übertragenen Verhältnisses ergibt. Der Erfindungsgegenstand wird unter Bezugnahme auf Tori mit kreisförmigem Querschnitt erläutert, wobei der Torus durch Drehung einer beliebigen geschlossenen Figur erzeugt wird, die allgemein kreisförmige Umrißlinie aufweist, und zwar um eine sogenannte Generatorlinie.

Der einschlägige Stand der Technik, der sich insbesondere auf Kraftfahrzeug-Transmissionen bezieht, ist seit wenigstens der 20er Jahre dieses Jahrhunderts intensiv bearbeitet. Die US-PS 1 865 102 ist ein Beispiel für ein einschlägiges Schutzrecht, das im Jahre 1929 angemeldet wurde. Bei dieser Patentschrift, und das gleiche gilt für viele weitere auf diesem Gebiet, liegen zwei Antriebs- und zwei Abtriebslaufringe vor, und ein Satz aus drei Rollen überträgt die Antriebskraft von einem Antriebslaufring auf dessen entsprechenden Abtriebslaufring. Hierbei werden die Rollen in dem Variator zu jedem Zeitpunkt in Berührung mit dem entsprechenden Antriebslaufring an einem gemeinsamen ersten Radius und deren entsprechender Abtriebslaufring an einem gemeinsamen zweiten Radius gehalten.

Auf dem einschlägigen Gebiet ist es die übliche Praxis gewesen, jede Rolle so anzuordnen, daß dieselbe um eine Achse umläuft, die in einem Tragteil angeordnet ist, das allgemein als Träger bezeichnet wird. Weiterhin stehen die Träger aller Rollen in einem Satz so in Verbindung, daß die Träger sich gemeinsam bewegen, wenn dies erforderlich ist, um so das übertragene Verhältnis zu verändern. Zwischen derartigen Bewegungen halten dieselben die zugeordneten Rollen in der Ruhelage, so daß dieselben das gleiche Verhältnis in der bereits beschriebenen Weise übertragen.

In den beigefügten Zeichnungen zeigen die Figuren 1 bis 3 die gleiche bekannte Variator-type. Diese Figuren sind vereinfacht und stellen eine allgemeine diagrammförmige Darstellung dar. Dieselben sollten zusammen betrachtet werden, da bestimmte gezeigte Teile in einer Darstellung aus der einen oder den beiden anderen Darstellungen entfernt worden sind. Die Figur 1 ist ein axialer Schnitt durch den Variator, die Figur 2 zeigt den Rollen tragenden Mechanismus in einem Schnitt längs der Linie II-II nach Figur 1, und die Figur 3 ist ein Schnitt längs der Linie III-III der Figur 2. Wie in der Figur 1 gezeigt, liegt eine Antriebswelle 1

drehbar um eine Achse 2 vor und wird durch ein Hauptantriebsselement 3 angetrieben und trägt zwei Antriebsscheiben 4 und 5, die mit entsprechenden teiltoroidalen Laufringen 6 und 7 versehen sind. Die Scheibe 5 ist an der Welle 1 befestigt, und die feste Verbindung 8 verhindert ein gemeinsames Drehen zwischen der Welle und der Scheibe 4, ermöglicht jedoch eine begrenzte relative axiale Bewegung. Die Scheibe 4 wirkt als ein Kolben in einer zylindrischen Kappe 9, die an der Welle 1 befestigt ist. Die Kammer 10 im Inneren der Kappe ist mit einer unter Druck stehenden Strömungsmittelquelle 11 verbunden. Es ist eine einzige Abtriebsscheibe 13, die an ihren gegenüberliegenden Flächen mit teiltoroidalen Laufringen 14 und 15 versehen ist, in einem Lager 16 angeordnet und kann um die Antriebswelle 1 rotieren und axial eine begrenzte relative Axialbewegung ausführen. Die Scheibe 13 ist das Abtriebsteil des Variators, und ein Zahnrad 17, das an dem Rand der Scheibe ausgebildet ist, steht mit dem Endabtrieb der Transmission (nicht gezeigt) über ein Zahnrad 18 im Eingriff, das auf einem Träger drehbar vorliegt, der relativ zu dem Variatorgehäuse 19 befestigt ist. Der Laufring 14 entspricht der Oberfläche des gleichen Torus wie der Laufring 6, und bei den Laufringen 15 und 17 liegen ähnliche Beziehungen vor. Eine Reihe von drei Rollen 20, die im gleichen Abstandsverhältnis um die Achse 2 herum vorliegen, von denen jedoch lediglich eine gezeigt ist, stehen in rollender Berührung mit den Laufringen 6 und 14 und übertragen somit die Antriebskraft von der Antriebsscheibe 4 auf die Abtriebsscheibe 13. Die Rollen 20 sind in einem Tragrahmen 21 angeordnet. Ein zweiter und ebenfalls symmetrisch angeordneter Satz an Rollen 25, die sich in dem Tragrahmen 26 befinden, übertragen den Antrieb von dem Laufring 7 auf den Laufring 15, der an der gegenüberliegenden Fläche der Abtriebsscheibe 13 ausgebildet ist. Die erforderliche hydraulische Endbelastung zwecks Drücken der Scheiben und Rollen in eine enge Berührung miteinander über einen zwischengeordneten dünnen Fluidfilm, so daß dieselben die erforderliche Antriebskraft auf den Endabtrieb über das Zahnrad 18 in allgemein bekannter Weise übertragen, wird durch das Fluid in der Kammer 10 erzeugt. Wie bereits angegeben, können die Antriebsscheibe 4 und die Abtriebsscheibe 13 geringfügige axiale Bewegungen aufgrund dieser Belastung ausführen.

Die zwei die Rollen tragenden Rahmen 21 und 26 sind praktisch gleich, und der Rahmen 21 ist am besten in der Figur 2 dargestellt. Derselbe weist ein Rahmenteil 30 mit allgemeiner Dreiecksform auf und besitzt eine mittlere Öffnung 31 für die Aufnahme der Welle 1. Jede Rolle 20 dreht sich um eine Achse 33 auf einer Achse 32, die in einem Träger 34 angeordnet ist. Der letztere umschließt die Rolle längs der Linie 35 und tritt durch den Rollenzentrumspunkt 22 hindurch, läßt jedoch die zwei Rollensegmente, die am weitesten entfernt von dieser Linie liegen, unbehindert, so daß die Rolle in der bereits beschriebenen Weise mit den Laufringen 6, 14 in Berührung kommen kann. Um das übertragene Verhältnis zu ändern, muß jede Rolle und der zugeordnete Träger 34 in der Lage sein, um die gleiche Linie 35 zu schwenken, mit der der Träger 34 selbst ausgerichtet ist, und eine allgemein auf diesem Gebiet bekannte Möglichkeit, eine derartige Schwenkbewegung zu erzeugen, besteht in dem Beaufschlagen einer „tangentialen Verschiebung“, d. h. einer Bewegung, die allgemein tangential zu dem Mittelpunktkreis des gemeinsamen Torus der Laufringe 6 und 14 vorliegt, wobei diese Verschiebung an der Rolle und dem Träger wirksam wird. In den Figuren 2 und 3, die einen allgemein auf diesem Gebiet bekannten Mechanismus wiedergeben, der recht ähnlich demjenigen nach der GB-A 1395319 ist, werden die tangentiale Verschiebung und die sich daraus ergebende Schwenkbewegung erleichtert durch das Anordnen von Kugellenden 37, 38 an gegenüberliegenden Extremitäten des Trägers 34, wobei beide Kugellenden auf der Linie 35 liegen. Das Ende 37 gleitet innerhalb einer zylindrischen Fassung 39, die an dem Rahmen 30 angeordnet ist, während das Ende 38 innerhalb einer kugelförmigen Fassung festgehalten wird, die in dem Kolben 40 vorliegt. Der letztere gleitet in einem Zylinder 41, der sich ebenfalls an dem Rahmen 30 befindet. Die Kammer 42 des Zylinders 41 ist durch eine Steuerventilanordnung 43 mit der gleichen unter Druck stehenden Fluidquelle 11 verbunden, die auch die Kammer 10 versorgt. Durch Anwenden des Ventils 43 für eine Veränderung des Fluiddrucks innerhalb der Kammer 42 vermittelt der Kolben 40 eine tangentiale Verschiebung dem Träger 34. Wie bereits angegeben, führen diese Bewegungen dazu, daß der Träger um dessen Rolle 20 um die Linie 35 gekippt wird und sich so das übertragene Verhältnis ändern kann.

Der Mittelpunkt 22 jeder Rolle 20 muß zu jedem Zeitpunkt auf dem Mittelkreis des imaginären Torus liegen, dessen Oberflächen auf die Laufringe 6 und 14 angepaßt sind. Wenn die Verhältnisseinheit sich im Gleichgewicht befindet – d. h. wenn das übertragene Verhältnis zum jeweiligen Zeitpunkt konstant ist, schneidet jede Drehachse 33 jeder Rolle die Variatorachse 2. Damit die Verhältnisänderung durch eine Kombination aus tangentialer Verschiebung und Drehung bewerkstelligt wird, wie soeben erläutert, erweist sich ein weiteres geometrisches Merkmal als zweckmäßig, das in der Figur 3 dargestellt ist. Dieses Merkmal besteht darin, daß, während der Rollenzentrumspunkt 22 in der mittleren Ebene 50 des imaginären Torus zu diesem Zeitpunkt liegt, das Kugellende 37 an einer Seite dieser Ebene und das Kugellende 38 an der anderen Seite vorliegt, so daß die Linie 35 gegenüber der Ebene 50 mit einem Winkel C vorliegt, der auf dem einschlägigen Gebiet als Castor Winkel bekannt ist. Die Wirkung dieses Winkels läßt sich wie folgt erklären. Wenn die Scheiben 4, 13 in der durch die Pfeile 51 und 52 angegebenen Weise umlaufen, führt die Übertragung der Drehkraft durch die Rollen 20 zwischen den Laufringen 6 und 14 zu einer Drehkraftreaktion an jedem Rollenträger 34, wodurch der zugeordnete Kolben 40 in dessen Zylinder 41 gedrückt wird. Damit die Übertragung im Gleichgewicht ist, müssen zwei Bedingungen erfüllt sein. Zunächst muß die Drehachse 33 jeder Rolle die Variatorachse 2 schneiden. Zweitens muß die auf jeden Kolben 40 durch das Fluid in dem Zylinder 41 ausgeübte Kraft gleich und entgegengesetzt der Kraft sein, die die Drehkraftreaktion auf den Rollenträger ausübt. Beide Kräfte werden in einer Ebene gemessen, die rechtwinklig zu der Variatorachse 2 vorliegt. Wenn nunmehr der Fluiddruck in dem Zylinder 41 erhöht wird, wodurch der Kolben 40 nach oben getrieben wird (wie in der Figur 3 gezeigt) und zwar gegen die Richtung der Scheiben/Rollen-Drehkraftreaktion, wird das Gleichgewicht aufgehoben, da die Zylinder- und Drehkraftreaktionskräfte nicht mehr im Gleichgewicht sind. Die Rollenchse 33 wird somit nicht mehr die Variatorachse 2 schneiden. Hierdurch wird eine Lenkkraft auf die Rolle durch die Scheiben 4 und 13 ausgeübt, so daß der Träger 34 um die Linie 35 geschwenkt wird bis das Gleichgewicht wieder hergestellt ist, sobald die Zylinder- und Drehkraftreaktionskräfte wiederum im Gleichgewicht sind und die Achse 33 wiederum die Achse 2 schneidet. Das Ausmaß der Schwenkung (die proportional der sich ergebenden Veränderung in dem übertragenen Verhältnis ist) hängt von der Größe der anfänglichen tangentialen Verschiebung und dem Castor-Winkel ab. Die tangentiale Verschiebung in der entgegengesetzten Richtung, die bei dem bekannten Variator nach der Figur 3 durch eine Verringerung des Fluiddruckes in dem Zylinder 41 bewirkt wird, führt dazu, daß die Rolle in der entgegengesetzten Richtung geschwenkt wird.

Ein wesentliches Merkmal der Art des hier im allgemeinen beschriebenen Variators, von dem sich weitere Einzelheiten in der GB-A 1395319 beispielsweise finden, besteht darin, daß es sich um eine „Kraftabgleichs-Type“ handelt. Dies bedeutet, daß eine der zu erfüllenden Bedingungen für das Gleichgewicht der Übertragung bei jedem gegebenen Verhältniswert darin besteht, daß die Drehkraft-Reaktionskraft und die auf den Trägerkolben einwirkende hydraulische Kraft im Gleichgewicht sein müssen. Wenn sich eine dieser Kräfte ändert, geht das Gleichgewicht verloren bis die Kräfte wiederum ins Gleichgewicht gebracht werden. Dieses Merkmal unterscheidet Transmissionen nach der GB-A 1395319 und den Erfindungsgegenstand und das gleiche gilt auch gegenüber früheren vorbekannten CVT-Vorrichtungen, bei denen die Rolle und der Träger durch mechanische Mittel in ihrer Lage angeordnet werden, die selber nicht auf die Kräfte der Drehkraftreaktion ansprechen, denen die Rollen und die Träger ausgesetzt sind. Die US-PS A 2130314 beschreibt ein mechanisches Positionierungssystem dieser Art, bei dem ein Ende des Rollenträgers über eine Kugelpapfenverbindung mit einem Steuerritzel verbunden ist. Das übertragene Verhältnis wird durch Drehen des Ritzels verändert, wodurch sich eine Änderung der Orientierung des Trägers durch Abändern seiner Verbindungsstelle an dem Ritzel ergibt. Die Träger/Ritzelverbindung ist jedoch dergestalt, daß die Drehkraft-Reaktion an den Scheiben/Rollengrenzflächen über den Träger auf das Ritzel in einer Richtung einwirkt, die praktisch zu der Drehachse verläuft. Es wird kein geeignetes Gleichgewicht zwischen der Kraft der Drehkraft-Reaktion und der durch das Ritzel beaufschlagten Kraft zwecks Drehens desselben erzielt, und es müssen andere Möglichkeiten vorgesehen werden für das Abgleichen der Kräfte, um sicherzustellen, daß das Ritzel stets die Drehlage sucht, bei der die Rolle das erforderliche Verhältnis durch die jeweils vorliegenden Bedingungen überträgt.

Bei dem bekannten Mechanismus der genannten Art nach den Figuren 2 und 3 können sich die Kugellenden 37, 38 axial und gleichzeitig in deren entsprechenden Zylindern bewegen, so daß sich die Linie 35 also solche bewegt, und jeder Träger 34 kann um die jeweils vorliegende Lage der Linie 35 gedreht werden. Da der Träger jedoch an beiden Enden angeordnet ist, hat derselbe keine Freiheit, sich um irgendeine andere Achse zu drehen. Die Figur 4 der Zeichnungen der GB-A 1600972 (entspricht der US-A-4281559) zeigt eine weitere Variante eines bekannten Mechanismus, bei dem der Rollenträger 83 an dem Kopf 82 des einzigen Kolbens befestigt ist, durch den die Lage der Rolle 13 gesteuert wird. Wie bei den soeben erläuterten zwei bekannten Mechanismen ist dieser Träger in der Lage, eine Translationsbewegung längs einer Linie (die Bewegungsachse des Kolbenkopfes 82) und eine Drehung um diese Linien auszuführen, besitzt jedoch keine Freiheit sich um irgendeine andere Achse zu drehen. Es ist weiterhin zu beobachten, daß bei dem CVT nach Figur 4 der GB-A 1600972 die zwei Rotoren 10, 12, zwischen denen die Rolle 13 die Antriebskraft überträgt, selbst in der Lage sein müssen gleichzeitig und gleiche Bewegungen auszuführen, und zwar in einer Richtung parallel zu der Hauptachse des CVT, um so Verschiebungen der Rolle 13 durch den Kolben 82 aufzunehmen. Das Erfordernis einer derartigen Bewegung der Rotoren führt natürlich zu einer weiteren Komplexität und Kostspieligkeit des CVT als Ganzem.

Eine weitere bekannte Bauart eines CVT dieser Type ist in der US-A 3933054 beschrieben, wonach die Antriebskräfte, die jede Rolle erfährt (40–42 in den Zeichnungen) durch die hydraulische Kraft ins Gleichgewicht gebracht werden, die auf den Kolben 66 wirken. Die US-A-3933054 gibt eine klare Aussage wie dieses Gleichgewicht der Kräfte mit dem gewünschten Wert des Übertragungsverhältnisses zu synchronisieren ist. Jeder Rollenträger ist durch ein Scharniergelenk (Stift 47) mit dem Mechanismus verbunden, an dem der Kolben 66 befestigt ist. Der Träger trägt ebenfalls einen Nockenstößel 50, der mit einem Nockenschlitz 70 in Eingriff kommt, der an dem Transmissionsgehäuse befestigt ist. Wie bereits erläutert im Zusammenhang mit den Figuren 1 bis 3 müssen zwei Bedingungen erfüllt sein, wenn eine Transmission dieser Art sich im Gleichgewicht befinden soll. Wenn deshalb die Transmission nach der US-A 3933054 aus dem Gleichgewicht kommt, müssen zwei in Beziehung zueinander stehende, jedoch getrennte Bewegungen stattfinden, um dieses Gleichgewicht wieder herzustellen. Erstens erfolgt eine allgemein axiale Bewegung jedes Kolbens 66 in dessen Zylinder 65, bis eine neue Drehkraft-Reaktion an den Scheibe/Rolle-Grenzflächen eine neue hydraulische Kraft abgleicht, die auf den Kolben durch das Fluid innerhalb des Zylinders ausgeübt wird. Zweitens muß sich der Neigungswinkel der Rolle (40–42) verändern, bis die Rollennachse wiederum die Antriebsachse D der Transmission schneidet. Die US-A-3933054 lehrt, daß der Eingriff von Schlitz/Stößel 70/50 wesentlich ist, um diese zweite Bewegung zu erreichen. Aufgrund der ersten Bewegung des Kolbens wird der Stößel 50 gezwungen, sich längs des Schlitzes 70 zu bewegen, so daß eine Veränderung des Neigungswinkels der Rolle 40–42 und somit des übertragenen Verhältnisses resultiert. Dies erfordert sowohl ein Schwenken an der Scharnierverbindung 47 und Drehen des Kolbens 66 um dessen Achse innerhalb dessen Zylinders 65. Nun schneidet die Achse der Scharnierverbindung 47 die zwei Berührungspunkte der Rolle 41 mit den Scheibenauskehrlungen 30, 31, und somit würde ohne den Eingriff des Stößels 50 mit dem Schlitz 70 gemäß der US-A-3933054 der Neigungswinkel dieser Rolle 40–42 bedingt durch einen Verlust des Gleichgewichtes der Transmission indeterminiert sein. Gemäß der US-A-3933054 erfordert deshalb für ein wirksames Arbeiten jeder Anordnung aus Träger und Rolle vier Berührungspunkte mit benachbarten Mechanismen, und zwar die Berührung zwischen der Rolle und den zwei Ausnehmungen, zwischen denen die Antriebskraft übertragen wird, sowie die Berührung mit dem hydraulischen Betätigungsmechanismus über das Scharnier 47 und den Eingriff von Stößel/Schlitz.

Im Hinblick auf die Kräfte, die bei dem Kippen der Rollen und auf die Achsen, um die dieselben kippen, einwirken, ergibt sich nun erfindungsgemäß die Aufgabenstellung, eine Orientierung der Rollen und somit des übertragenen Verhältnisses mit einer unterschiedlichen und einfacheren Bauart der Rollenträger zu erreichen, und das gleiche gilt bezüglich der auf dieselben einwirkenden Kräfte und insbesondere die Anzahl der Berührungspunkte zwischen jedem Träger und dem benachbarten Bauelement. Der Erfindungsgegenstand bezieht sich insbesondere, jedoch nicht ausschließlich auf Rollensteuersysteme, wobei eine Komponente eines Castor-Winkels bei den Berührungspunkten zwischen den Rollen und den Laufingen vorliegt. Der Erfindungsgegenstand wird weiterhin unter Bezugnahme auf die nachfolgend abgehandelten Figuren erläutert.

- Fig. 4 ist eine Ansicht eines Variators rechtwinklig zu dessen Achse, wobei einige Teile im Schnitt gezeigt sind.
 Fig. 5 zeigt den gleichen Variator, wobei einige Teile in einem Schnitt längs der Linie V–V nach der Figur 4 gezeigt sind.
 Fig. 6 ist eine schematische Ansicht von Teilen eines anderen Variators.
 Fig. 7 zeigt weitere Einzelheiten eines weiteren Variators, und zwar allgemein in einem Schnitt rechtwinklig zu dessen Achse.
 Fig. 8 bis 17 sind schematische Darstellungen von zehn verschiedenen erfindungsgemäßen Rollensteuersystemen.

- Fig. 18 zeigt, teilweise im Aufriß und teilweise im Schnitt, die Rolle, Träger und Betätigungsmechanismus eines weiteren Variators.
 Fig. 19 zeigt den Kolben und einen weiteren Betätigungsmechanismus.
 Fig. 20 zeigt einen hydraulischen Kreis für die Anwendung im Zusammenhang mit dem Betätigungsmechanismus nach Figur 19.
 Fig. 21 zeigt einen Teil eines alternativen hydraulischen Kreises.

Figuren 4 und 5 zeigen einen Transmissionsantrieb mit Rolle 60 ausgehend von der Antriebsscheibe 61 zu der Abtriebscheibe 62 des in dem Gehäuse 63 angeordneten erfindungsgemäßen Variators. Die Teile 61, 60, 62 und 63 entsprechen im wesentlichen den Teilen 4, 20, 13 und 19 der Figur 1. Die Rolle 60 ist auf einer Achse 59 in Lagern 64, 65 angeordnet und läuft um eine Achse 58 in einem Träger 67 um, so daß sowohl die Achse 58 als auch der Rollenmittelpunkt 66 relativ zu dem Träger festgelegt sind, der seinerseits durch eine Gewindeverbindung 68 und Verriegelungsmutter 69 an einem Ende der Welle 70 befestigt ist. Ein doppeltwirkender Kolben 71, der an dem anderen Ende dieser Welle angeordnet ist, bewegt sich im Inneren eines Zylinders 72, und die zwei Kammern 73, 74 dieses Zylinders sind mittels Leitungen 75 und 76 mit der Druckmittelquelle 11 mittels der Steuerventilanordnung 43 verbunden, siehe hierzu die Figur 2. Die Welle 70 tritt in den Zylinder 72 mittels einer flexiblen Stopfbüchse 77 ein, die in der Zylinderendplatte 78 angeordnet und in der Lage ist, eine begrenzte transverse Bewegung ohne Dichtungsverlust auszuführen. Wie insbesondere vermittels des vergrößerten Einsatzes der Figur 4 gezeigt, weist ein mittlerer Dichtungsring 80 des Kolbens 71 einen äußeren Rand 81 auf, der wirksam der Oberfläche einer Kugel entspricht, deren Mittelpunkt der Punkt 82 ist, der ebenfalls den Mittelpunkt des Kolbens darstellt. Der Kolbenmittelpunkt 82 wird somit zu einer Bewegung längs der Achse 84 des Zylinders 72 gezwungen, aufgrund des Randes 81 und der flexiblen Stopfbüchse 77 jedoch kann der Träger 67 jeder Zeit um die Achse 84 umlaufen, und das gleiche gilt um die orthogonalen Achsen 92 und 93.

Die Rolle 60 steht mit dem toroidalen Laufring 85 der Scheibe 61 bei 86 und der entsprechende Laufring 87 der Scheibe 62 bei 88 in Berührung, und wie in der Figur 4 gezeigt, werden die Scheiben 61 und 62 in der durch die Pfeile 89 und 90 angegebenen Richtung gedreht. Erfindungsgemäß wurde nun gefunden, daß die Reaktionskräfte, die lediglich über diese drei Berührungspunkte wirksam werden, und zwar die zwei Reaktionskräfte zwischen den Scheiben und der Rolle und die dritte Reaktionskraft auf den Kolben 71 ausreichend sind, um sicherzustellen, daß die Rolle den geeigneten Verhältniswinkel sucht und aufrechterhält, bei dem die Reaktionskräfte von Kolben/Fluid und Rolle/Scheibe abgeglichen sind, ohne daß eine weitere physikalische Kraft auf die Rolle oder den Träger einwirkt. Dies steht natürlich im Gegensatz insbesondere zu dem Mechanismus der US-A-3933054, wo, wie bereits erwähnt, vier Berührungspunkte mit benachbarten Mechanismen für die Stabilität erforderlich sind. Es ist weiterhin zu beachten, daß es nicht bezüglich der Scheiben 61, 62 erforderlich ist, daß dieselben in der Lage sind, gleichzeitige und gleichgroße Bewegungen längs der CVT-Achse 2 auszuführen, wie dies bei der GB-A-1600972 der Fall ist. Die nominale axiale Lage der Scheibe 61 innerhalb des CVT ist in der Praxis vorherbestimmt, und das gleiche gilt bezüglich der Scheibe 62 nach Figur 1. Die wesentliche Geometrie dieses Variators macht es erforderlich, daß der Rollenmittelpunkt 66 stets auf dem Mittelpunktskreis des gemeinsamen Torus der Scheiben 61 und 62 liegt, der seinerseits in der Mittelebene 91 des Torus liegt. Deshalb muß der Winkel, über den sich die Linie 83 (gezogen durch den Rollenmittelpunkt 66 und den Mittelpunkt 82 des Kolbens) bewegen kann, groß genug sein, damit der Mittelpunkt der Rolle und der Mittelpunktskreis des Torus zusammenfallen, und zwar unabhängig von der Lage des Kolbens 71 in dem Zylinder 72. Da weiterhin der Mittelpunkt 82 des Kolbens 71 gezwungen ist, der ortsfesten Achse 84 des Zylinders 72 zu folgen, wird somit der Winkel zwischen dieser Achse und der Ebene 91 der nominale Castor-Winkel für den Variator. Man sieht jedoch, daß der tatsächliche Castor-Winkel C_1 (Figur 4) zwischen der Ebene 91 der Linie 83 liegt, und daß sich dieser Winkel geringfügig bei der Benutzung verändert in Abhängigkeit von der Lage des Kolbens 71 in dem Zylinder 72 und somit von der Lage des Kolbenmittelpunktes 82 auf der Achse 84. Es ist weiterhin zu beachten, daß bei der erfindungsgemäßen Ausführungsform nach der Figur 4 das Feststellen des geeigneten Verhältniswinkels, wie soeben erläutert, es erforderlich macht, daß die Rolle 60 gezwungen wird, um eine ortsfeste Achse und ortsfesten Mittelpunkt 66 im Inneren des Trägers 67 umzulaufen. Wenn dieser Mittelpunkt in der Lage wäre, sich nach oben und unten bezüglich der Achse 58 zu bewegen, wie dies der Fall bei einigen einschlägigen vorbekannten Trägern ist, würde ein weiterer Freiheitsgrad vorliegen, und die erforderliche Rollensteuerung würde nicht erreicht. Wenn die Achse 58 insbesondere in der Lage wäre, relativ zu der Richtung der durch den Kolben 71 ausgeübten Steuerkraft umzulaufen, und zwar in der Art und Weise wie dies durch die Verbindung 47 nach der US-A 3933054 der Fall ist, würde ein weiterer Freiheitsgrad vorliegen und die erforderliche Rollensteuerung könnte nicht erreicht werden.

Eine ausreichende Verhältniskontrolle gemäß der Ausführungsform nach der Figur 4 wird erreicht durch eine Verbindung der Rolle und des Trägers mit dem Betätigungsmechanismus (d. h. dem doppeltwirkenden Kolben und Zylinder 71/72), wo lediglich ein einziger Verbindungspunkt (effektiv der Kolbenmittelpunkt 82) einer axialen und radialen Krafteinwirkung unterworfen wird, und der Träger ist frei, sich innerhalb eines begrenzten Winkels zu bewegen, der seinen Vertex an dieser Stelle besitzt, und wo der gesamte Betätigungsmechanismus auf einer Seite des Rollenmittelpunktes 66 liegt. Dies bedingt offensichtliche Wirtschaftlichkeiten bezüglich der Einzelbestandteile verglichen mit der Krafteinwirkung des doppelendigen Trägers bedingt durch die Kugellager 37, 38 nach Figur 2 oder Zapfen 32/Ausnehmungen 31 nach der US-A 1865102 und die beweglichen Rotoren 10, 12 gemäß GB-A-1600972. Ein weiterer Vorteil dieser erfindungsgemäßen Ausführungsform nach den Figuren 4 und 5 gegenüber dem Stand der Technik gemäß den Figuren 2 und 3 besteht darin, daß der einzige Zylinder 72, wie insbesondere in der Figur 4 gezeigt, leicht auf einem dreieckigen Rahmen, wie dem Gegenstand 30 nach der Figur 2 angeordnet werden kann, wobei dieses Bauelement wie die Rollen und Träger zwischen den Antriebs- und Abtriebscheiben vorgesehen sein muß, jedoch direkt und einfach auf dem Gehäuse 93 des Variators als Ganzes. Dies wiederum ermöglicht große Werte des nominalen Castor-Winkels zwischen der Zylinderachse und der Ebene 91 und somit des tatsächlichen Castor-Winkels C_1 zwischen der Ebene 91 der Linie 83. Praktische Ergebnisse zeigen, daß Arbeitswerte des Castor-Winkels C_1 in der Größenordnung von 20° oder mehr, die groß sind im Vergleich zu dem Castor-Winkel von etwa 5 bis 8° gemäß dem Stand der Technik zu einer größeren Stabilität im allgemeinen führen können, und insbesondere eine schnellere Rückführung in den Gleichgewichtszustand ermöglicht wird (wobei die Achse 58 und die Achse 2 einander schneiden), wenn immer eine axiale Bewegung des Kolbens 71 dieses Gleichgewicht gestört hat, so daß die Rolle und der Träger um die Linie 83 gekippt werden unter Verändern des übertragenen Verhältnisses.

Nach den Figuren 4 und 5 liegt der gesamte Betätigungsmechanismus lediglich an einer Seite der Ebene vor, die die CVT Achse 2 und den Rollenmittelpunkt 66 einschließt. Hierdurch wird die Kompaktheit gefördert, jedoch können Kombinationen aus doppelwirkenden Kolben- und Zylindern wie die Posten 71, 72 nach Figur 4 und 5 bezüglich der Bauprobleme in bestimmten Fällen verursachen, und die Figuren 6 und 7 zeigen alternative erfindungsgemäße Ausführungsformen. Für alle vergleichbaren Posten sind die Bezugswahlen nach den Figuren 4 und 5 angewandt. Nach der Figur 6 sind die Kugelteile 95 und 96 auf dem Träger 67 an gegenüberliegenden Enden eines Durchmessers angeordnet und stehen mit Kugelzapfen in den Kolben 97, 98 in Eingriff, die in den Zylindern 99 bzw. 100 gleiten. Die Kammer 101, 102 dieser zwei Zylinder sind mit einer Druckmittelquelle 11 mittels der Ventilanordnung 43 verbunden, und zwar in der gleichen Weise wie die zwei Kammern der Zylinder 72 nach Figur 4. Der Kolben 97 gleitet genau im Inneren des Zylinders 99, so daß der Mittelpunkt 103 der Kugel 95 zu der Zylinderachse 84 gedrückt wird, jedoch ermöglicht der flexible Dichtungsring 105, der den ringförmigen lichten Raum zwischen dem Kolben 98 und dessen Zylinder 100 überspannt, eine gewisse Bewegungsfreiheit mit der Wirkung, daß die Führung des Kolbens 98 durch den Zylinder 100 so erfolgt, als wenn zwischen den zwei Teilen keine körperliche Berührung vorliegt. Die einzige wesentliche Wirkung auf den Träger 67, der auf denselben durch den Kolben 98 ausgeübten Kraft ist vergleichbar zu den Zugkräften des Kolbens 97, die derselbe, wenn doppelwirkend, auf die Kugel 95 ausüben würde. Bei dieser erfindungsgemäßen Ausführungsform stellt der Kugelmittelpunkt 103 den wirksamen Verbindungspunkt zwischen dem Träger und dessen Betätigungsmechanismus dar (wie der Kolbenmittelpunkt 82 nach der Figur 4), und die das Kugelzentrum 103 und das Rollenzentrum 66 verbindende Linie 106 tritt an die Stelle der Linie 83 als die Linie, die den Castor-Winkel C, mit der Mittelebene 91 des Torus definiert. Die Verbindung zwischen der Kugel 95 und dem Kolben 97 besitzt somit das Charakteristikum, so auf den Träger 67 einzuwirken, daß das Kugelzentrum 103 sich längs der Achse 104 bewegen kann, so daß der Träger sich ebenfalls nicht nur um diese Achse, sondern auch um die Achse 107 rechtwinklig hierzu und um die weitere orthogonale Achse zu drehen, die senkrecht sowohl zu 104 als auch 107 und somit ebenfalls gegenüber dem Papier liegt. Die Zylinder 99 und 100 können, wie gezeigt, beide auf dem Variatorgehäuse 63 angeordnet sein.

Die Figur 7 zeigt eine Rolle 60, die ebenfalls in den Lagern 64, 65 angeordnet ist für ein Umlaufen um einen ortsfesten Mittelpunkt 66 im Inneren eines Trägers 110, jedoch ist bei dieser Ausführungsform der Träger 110 mit Kolben 111, 112 an gegenüberliegenden Enden ausgebildet. Diese Kolben gleiten im Inneren der gegenüberliegenden Zylinder 113 und 114, die in einem Rahmen 115 angeordnet sind (vergleichbar zu dem Posten 30 nach der Figur 2) und befinden sich zwischen einer Antriebscheibe 116 und einer Abtriebscheibe (nicht gezeigt) des Variators. Die Bezugswahl 117 und 118 geben die Antriebswelle bzw. das Variatorgehäuse wieder, und das Rahmenteil 115 ist an dem letzteren befestigt. Der Ring 119 des Kolbens 111 ist wie der Posten 80 des Kolbens 71 nach der Figur 4 geformt, so daß der Mittelpunkt 120 des Kolbens die gleiche Funktion wie der Mittelpunkt 82 des Kolbens 71 aufweist und wird gezwungen, der Zylinderachse 84 zu folgen. Der praktisch ringförmige lichte Raum zwischen dem Kolben 112 und dessen Zylinder 114 wird durch einen flexiblen Ring 121 überspannt, der vergleichbar zu dem Ring 105 nach der Figur 6 ist. Ebenfalls wie in dieser Figur sind die Zylinderkammern 101, 102 mittels der Ventilanordnung 43 mit der Druckmittelquelle 11 verbunden. Die Wirkung des Kolbens 112 auf den Träger 110 ist somit vergleichbar zu derjenigen des Kolbens 98 nach der Figur 6, wodurch eine vernachlässigbare radiale Belastung verursacht wird und effektiv lediglich eine derartige Kraft auf den Träger beruht, wie dies der Fall sein würde, wenn der Kolben 111, soweit doppelwirkend, dies bei Ausüben einer Zugkraft tun würde. Der Kolbenmittelpunkt 120 stellt somit den wirksamen Verbindungspunkt zwischen dem Träger und dessen Betätigungsmechanismus dar, so wie die Posten 82 und 103 nach den Figuren 4 und 6 und wird längs der Achse 84 bewegt, ermöglicht jedoch ebenfalls ein Drehen des Trägers 110 nicht nur um die Achse 84, sondern ebenfalls um die orthogonale Achse 123 und um eine dritte Achse, die durch den Mittelpunkt 120 hindurchgeht und rechtwinklig sowohl zu 84 als auch zu 123 und somit zu dem Papier liegt. Bei dieser erfindungsgemäßen Ausführungsform wird, wie in der Figur 4, der „nominale“ Castor-Winkel des Variators durch die Achse 84 des Zylinders 113 eingestellt, jedoch handelt es sich bei dem tatsächlich und geringfügig veränderlichen Castor-Winkel um den Winkel, wie in der Figur 4, bei dem die das Rollenzentrum 66 und das Kolbenzentrum 120 verbindende Linie die mittlere Torusebene schneidet (nicht gezeigt, aber vergleichbar zu dem Posten 91 nach den Figuren 4 und 6). Wie bei dem Träger 67 nach der Figur 4 kann sich der Träger 110 über einen begrenzten Winkel um eine Stelle bewegen, die sich unter Krafteinwirkung längs der Achse 84 bewegt, und der Winkel ist ausreichend, um nicht nur eine Vorwärtsbewegung der Rolle 66 über den vollen Bereich der Verhältnisswinkel zu ermöglichen, die der Variator ausführen muß, sondern ermöglicht ebenfalls ein Liegen des Rollenzentrums 66 auf der Mittellinie des Torus (die einzige geometrisch mögliche Lage desselben) zu jedem Zeitpunkt unabhängig von der Lage des Kolbens 111 in dessen Zylinder 113.

Die erfindungsgemäße Aufgabe besteht darin, ein Rollensteuersystem zu schaffen, das im Vergleich zu dem Stand der Technik wesentlich vereinfacht ist, wobei der Betätigungsmechanismus eine Translationsbewegung auf den Rollenträger überträgt, der die Örtlichkeit des Rollenmittelpunktes auf einer kreisförmigen Stelle bestimmt, die zentral um den Torus läuft, wobei der Träger ausreichende Grade der Drehfreiheit besitzt, dergestalt, daß der Rollenmittelpunkt nicht gezwungen wird, nicht dieser Stelle zu folgen, um so die Lage einzunehmen, die er zu jedem Zeitpunkt durch den Betätigungsmechanismus einnehmen muß. Dort, wo der Torus kreisförmigen Querschnitt besitzt, wie in allen Figuren gezeigt, wird diese Stelle der Mittelpunktskreis des Torus sein. Die Figuren 8 bis 17 zeigen in allgemeiner Form lediglich eine Auswahl an verschiedenen erfindungsgemäßen Arten des Steuersystems. Nach der Figur 8 kann der Kolben 131 sich sowohl axial bewegen, als auch wie eine Kugel im Inneren des Zylinders 130 drehen, und ist starr mit der Welle 132 verbunden, die ihrerseits starr an dem Rollenträger 133 befestigt ist. Die Welle 132 und der Träger 133 können auch so betrachtet werden, daß dieselben gemeinsam eine einzige, einstückige Trägeranordnung bilden. Sowohl der Mittelpunkt 134 als auch die Drehachse der Rolle 135 sind relativ zu dem Träger befestigt, und die vordere Wand 136 des Zylinders 130 kann sich biegen, um eine Ablenkung der Stange 132 aufzunehmen. Der Zylinder 130 ist doppelwirkend und ist in der Praxis im Inneren der Transmission befestigt. Die weiter oben im einzelnen unter Bezugnahme auf die Figuren 4 und 5 beschriebene erfindungsgemäße Ausführungsform entspricht dieser Art.

Nach Figur 9 kann, wie in der Figur 8 der Kolben 131 als eine Kugel im Inneren des Zylinders 130 umlaufen und ist starr an der Welle 132 befestigt, jedoch ist nunmehr der Zylinder 130 lediglich einfachwirkend, und eine Verlängerung 137 der Welle an der distalen Seite des Trägers 133 ist über eine Kugelverbindung 13 mit einem weiteren Kolben 139 verbunden, der sich in dem einfach wirkenden Zylinder 140 bewegt. Der Kolben 139 und der Zylinder 140 vermitteln dem System eine umgekehrte

Bewegung, die der Zylinder 130 bewerkstelligen würde, wenn es sich, wie bei der Figur 8, um einen doppelwirkenden Zylinder handeln würde. Die Figur 9 zeigt somit eine Variante eines einfachwirkenden Systems, wie es bereits weiter im einzelnen unter Bezugnahme auf die Figuren 6 und 7 beschrieben worden ist.

Nach der Figur 10 handelt es sich bei dem Zylinder 130 wieder um einen doppelwirkenden Zylinder und einen Kolben 141, die lediglich in der Lage sind, eine Translationsbewegung und eine Drehbewegung um die Zylinderachse auszuführen, wobei eine starre Befestigung an einer Stange 142 vorliegt. Das andere Ende dieser Stange ist mittels einer Kugelverbindung 130 an dem Träger 133 befestigt. Die Figur 11 ist ähnlich der Figur 10 mit der Ausnahme, daß der Zylinder 130 einfachwirkend ist. Das System weist somit zusätzlich, wie in der Figur 9, die Posten 137 bis 140 auf, wodurch sich die Möglichkeit einer entgegengesetzten Bewegung ergibt.

Die Figur 12 zeigt eine Variante bezüglich der Figur 8 und der Figur 10. Der Zylinder 130 ist doppelwirkend wie bei der Ausführungsform nach diesen beiden Figuren, und der Kolben 141 ist wie bei der Figur 10 in einer starren Verbindung 132 mit dem Träger 133 vorgesehen, siehe die Figur 8. Um die zusätzlichen Grade der Drehfreiheit zu erzielen, die erfindungsgemäß erforderlich sind, ist deshalb der Zylinder 130 selbst so angeordnet, daß derselbe als eine Kugel im Inneren eines ortsfesten und komplementären, kugelförmigen Gehäuses 145 umläuft. Die Figur 13, die einen weiteren Kolben 146 vergleichbar zu dem Posten 141 aufweist, der in dem Zylinder 140 beweglich ist, wobei ein Umlaufen wie eine Kugel im Inneren eines Gehäuses 147 vergleichbar zu 145 ermöglicht wird, stellt die entsprechende Variation der Bauart nach der Figur 9 dar.

Das in der Figur 14 gezeigte System ist vergleichbar zu demjenigen nach der Figur 10, jedoch ist der Betätigungsmechanismus anstelle der Ausführungsform eines herkömmlichen im Inneren eines Zylinders beweglichen Kolbens nunmehr ein Arm 150, der um einen ortsfesten Mittelpunkt 153 drehbar und durch eine Kugelverbindung 152 an der Stange 132 befestigt ist, an der ihrerseits der Träger 133 starr in der oben beschriebenen Weise befestigt ist. Die Figur 15 ist ähnlich, wobei der einzige Unterschied die relativen Lagen des Drehmittelpunktes 134 und des Mittelpunktes 151 für die Armdrehung sind, und das gleiche gilt für die unterschiedliche Form, die somit der Arm 150 haben muß.

Das in der Figur 16 gezeigte System gibt eine weitere Variation der Ausführungsform nach der Figur 8 wieder. Auch hier ist der Zylinder 130 doppelwirkend und der Träger 133 ist starr in der oben erläuterten Weise an der Kolbenstange 132 befestigt. Der Kolben 155 ist nun flexibel, so daß im Gegensatz zu dem Mittelpunkt 129 (Figur 7) des Kolbens 131, der der Achse des Zylinders 130 folgen muß, diesbezüglich des Mittelpunktes 156 des Kolbens 155 nicht der Fall ist. Die erforderliche zusätzliche Einwirkungskraft auf das System wird durch die Stange 132 geliefert, die durch eine entsprechende abgedichtete Hohlraumform in einer Kugel 157 gleitet, die ohne einen Verlust an Fluid im Inneren eines entsprechend geformten Gehäuses 158 umlaufen kann, das in der vorderen Wand 159 des Zylinders 130 ausgebildet ist.

Das in der Figur 17 gezeigte System stellt eine Variante der Ausführungsform nach der Figur 12 dar. Während jedoch nach der Figur 12 die erforderlichen Grade der Drehfreiheit dadurch geliefert werden, daß man den Zylinder 130 körperlich umlaufen läßt so wie eine Kugel im Inneren des Gehäuses 145, beiden Varianten nach der Figur 17 die erforderlichen zwei Drehbewegungen getrennt sind. Es ist ein Vorsprung 160 an dem Zylinder 130 befestigt, und es liegt eine Drehverbindung zwischen dem Vorsprung und einem zweiten Vorsprung 161 vor, der an einer Hülse 162 befestigt ist. Diese Drehverbindung ermöglicht ein gemeinsames Umlaufen um eine Achse 163. Die Hülse 162 kann als solche um eine weitere ortsfeste Achse 164 umlaufen. Die Achsen 163 und 164 liegen gemeinsam rechtwinklig zueinander vor, schneiden sich jedoch nicht.

Die in Umrißlinien in den Figuren 8 bis 17 gezeigten Ausführungsformen weisen gewisse gemeinsame Merkmale auf. Erstens liegen Mittel vor, die in der Lage sind, die Translationsbewegung des Rollenmittelpunktes nach hinten und vorne längs des Mittelpunktkreises des Torus zu bewirken. Dies ergibt sich durch die Drehbewegung der Enden der Arme 150 nach den Figuren 14 und 15 und durch die Arbeitshübe der Kolben 131, 141 und 155 in den restlichen Figuren 8 bis 17. Zweitens besteht Freiheit für die Rolle, sich um einen Durchmesser zu drehen und so das übertragene Verhältnis zu verändern. Nach den Figuren 14 und 15 wird diese Drehfreiheit vollständig durch die Kugelverbindungen 152 nach den Figuren 10 und 11 vermittelt zusammen mit der Kugelverbindung 143 und durch die Fähigkeit des Kolbens 141, sich um die Achse des Zylinders 130 zu bewegen. Bezüglich der restlichen Gruppe dieser Figuren wird dies ermöglicht durch die Fähigkeit aller Kolben 131, 141 und 155, sich um die Achsen der entsprechenden Zylinder 130 zu bewegen. Drittens sind die Achse und der Mittelpunkt 134 der Drehung der Rolle 135 relativ gegenüber dem starren Träger 133 festgelegt.

Viertens verursacht die Lage des Rollenmittelpunktes, der dem Mittelpunktskreis des Torus folgen muß, keinerlei Belastungen auf den Träger oder auf den Betätigungsmechanismus. Diese Lage kann durch dimensionale Veränderungen bei der Herstellung oder dem Zusammenbau beeinflußt werden: In der Ebene des Mittelpunktskreises des Torus wird der Rollenmittelpunkt der Kurve des Mittelpunktskreises des Torus folgen, während der eigentliche Mittelpunktskreis sich in Richtung der Transmissionsachse unter der Einwirkung der Belastungsveränderungen bewegt. Das Vermeiden von derartigen Belastungen wird erreicht durch einen Aufbau des Trägers und dessen Betätigungsmechanismus dergestalt, daß dem Rollenmittelpunkt eine Bewegungsfreiheit durch zwei einander schneidende Bogen vermittelt wird, die in unterschiedlichen und sich schneidenden Ebenen liegen. Dieser Mechanismus wird ebenfalls die kleinen Veränderungen in dem Castor-Winkel aufnehmen, die bei der Anwendung der Ausführungsformen nach den Figuren 8, 9, 12, 13, 16 und 17 auftreten.

Fünftens liegt bei allen erfindungsgemäßen Ausführungsformen ein konstantes und dreieckiges Verhältnis zwischen den zwei Punkten, bei denen die Rolle tangential bezüglich der Scheiben wirkt, und der Stelle vor, wo die Steuerkraft auf die Rollenanordnung beaufschlagt wird. Bei allen Figuren 8 bis 17 wirkt die Steuerkraft längs der Stange 132 und wird auf diese Stange an einer Stelle beaufschlagt, die entfernt von der Rollenchse liegt. Die zwei Berührungspunkte Rolle/Scheibe sind ortsfest relativ zu dieser Stange, befinden sich jedoch in einem Abstandsverhältnis hierzu und auch voneinander. Ein stabiles Dreieck aus Kräften, die in der gleichen Ebene einwirken, wird somit hierdurch erreicht. Dieses stabile Dreieck würde immer noch vorliegen, selbst dann, wenn der Mittelpunkt und die Achse der Rolle entfernt von aber immer noch relativ hierzu ortsfest vorliegen würden, wobei es sich um die Achse der Stange 132 handelt, weil die Geometrie der Auflösung der Steuerkraft und der zwei tangentialen Reaktionskräfte Rolle/Scheibe relativ zu dem Dreieck immer noch konstant sein würde.

Bei der Ausführungsform nach der Figur 18 überträgt die Rolle 60 eine Antriebskraft zwischen einem teilweise toroidalen Laufring 85 einer Antriebsscheibe 61 und dem entsprechenden teilweise toroidalen Laufring 87 einer Antriebsscheibe 62 und ist an einem Träger 67 angeordnet, der ortsfest an einem Ende (siehe Figur 4) an einem Kolben 73 befestigt ist. Der Mittelpunkt 82 desselben muß der Achse 84 des Zylinders 190, in dem sich derselbe bewegt, folgen. Das gegenüberliegende Ende des

Trägers 67 ist als eine Kugelfläche 191 ausgebildet, die bei der Anwendung an die flache Arbeitsfläche 192 eines getrennten und in einem Zylinder 194 beweglichen Kolben 193 anstößt. Der Träger 67 und der Kolben 193 liegen somit nicht nur getrennt vor, sondern ohne einen wechselseitigen Eingriff bei der Benutzung und unterscheiden sich somit von den Bauarten nach der Figur 6, wo eine Kugelzapfenverbindung zwischen dem Träger 67 und dem Kolben 98 vorliegt, sowie der Ausführungsformen 11, 9 und 13, wo der Träger 133 ebenfalls an dem Kolben 139 oder 146 befestigt ist. Die Bauart nach der Figur 18 besitzt den Vorteil, daß die Rolle 60 an Ort und Stelle zwischen den Scheiben 61 und 62 aufgrund der folgenden einfachen Arbeitsschritte gebracht werden kann.

1. Das Fluid ist abgeschaltet, der Kolben 193 wird in dem Zylinder 194 heruntergedrückt.
2. Der Kolben 71 wird in den Zylinder 190 eingesetzt, die Rolle 60 wird zwischen die Scheiben 61 und 62 eingeführt, bis die Krone der Fläche 191 praktisch mit der Achse des Kolbens 193 ausgerichtet ist.
3. Der Kolben 193 wird freigegeben. Sodann mit Beginn des Arbeitens des CVT und Drehen der Antriebsscheibe 61 wird auf die Kolben 171 und 193 der Druck des Fluids beaufschlagt. Die Rolle 60 wird die richtige Lage einnehmen und die Fläche 192 stößt an die Kugelfläche 191 an unter Ausbilden einer Rückstellungskraft, die der einfachwirkende Kolben 71 als solcher nicht ausüben kann.

Weiterhin sind die inneren Enden der Zylinder 190, 194 nicht geschlossen, aber die vollen Bohrungen dieser Zylinder liegen in Verbindung mit den ringförmigen Teilen 200, 201 vor, die im Inneren des Gehäuses 63 des CVT ausgebildet sind. Die Teile 200, 201 liegen jeweils in Verbindung mit der Fluidquelle 11 vor und arbeiten mit der Steuerventilanordnung 43 zusammen, wie schematisch in den Figuren 4 und 6 gezeigt. Es besteht weiterhin eine Verbindung mit den Rückführungsleitungen 202 und 203, wie dies üblich ist. Wenn der Träger 67 eine plötzliche axiale Bewegung bedingt durch einen Notfall, wie eine Schnellbremsung oder eine Veränderung in der Straßenoberfläche von z. B. normal zu vereist ausführt, ermöglicht es der große Querschnitt des Zugangs zwischen den Teilen 200 und 201 und den Zylindern ein schnelles Eintreten des Fluids in den Zylinder 109 und Austritt des Fluids aus dem Zylinder 194 oder umgekehrt. Ein derartig schnelles Eintreten oder Austreten des Fluids könnte unmöglich sein und zu einem unzweckmäßigen Rückstau führen, wenn die Zylinder ein blindes Ende besitzen und mit dem Fluidkreis lediglich durch den normalen Einlaß kleiner Bohrung und entsprechende Auslässe verbunden sind.

Dort, wo eine Reihe Rollen (siehe die Posten 20, Figur 1) eine Drehkraft zwischen der gleichen Antriebs- und Abtriebsscheibe übertragen, können die Teile 200, 201 zweckmäßigerweise in Verbindung mit den entsprechenden Kolben 71, 193 aller Rollen in dem Rollensatz stehen. Dort, wo zwei Rollensätze vorliegen (wie die Posten 20, 25 in der gleichen Figur) zusammen mit einem doppelwirkenden CVT können die Teile 200, 201 mit den Kolben eines Satzes in Verbindung stehen, und die Teile 200 a, und 201 a sind ebenfalls in dem Gehäuse 63 angeordnet und können mit den Kolben des anderen Satzes in Verbindung stehen. Die Teile 200, 200 a sind über eine Leitung 217 verbunden, so daß die Drücke in denselben gleich sind und die Teile 201, 201 a sind für den gleichen Zweck durch eine Leitung 218 verbunden.

Der sich in dem Zylinder 190, siehe Figur 19, bewegende Kolben 71 weist als Modifizierung eine Verlängerung 205 auf, wobei die Stirnfläche 206 derselben auf die Seitenwand 207 einer glatt gekrümmten Kante 208 trifft. Die Kante der Rückführungsleitung 202, dort wo dieselbe in das Teil 200 eintritt, ist mit einer Winkelfläche bei 210 versehen. Bei der Benutzung des CVT entwickelt sich ein Überlastungszustand und führt zu einer extremen axialen Bewegung (nach links, siehe Figur 19) des Kolbens 71, wobei sich die Oberfläche 208 und 210 nähern, wodurch ein zusätzlicher Widerstand auf den normalen Fluß des Fluids aus dem Teil 200 in die Rückführungsleitung 202 bedingt wird. Der Druck in den Teilen 200 und 200 a wird deshalb ansteigen, und da der Druck in diesen Teilen auf alle anderen Kolben 71 einwirkt, werden alle diese anderen Kolben einer erhöhten Kraft ausgesetzt, die denselben entgegenwirkt, während sie sich den entsprechenden Extremwerten ihres axialen Bewegungsbereiches nähern. Es ergibt sich somit der Effekt eines „hydraulischen Endstops“. Die Figur 20 zeigt diagrammförmig eine mögliche praktische Ausführungsform, bei der die Fluidquelle 11 Zwillingspumpen 215, 216 aufweist, die mit den Teilen 200, 200 a, 201, 201 a verbunden sind, die die Arbeitszylinder 190, 194 der zwei Zylindersätze (20, 25) eines doppelendigen CVT speisen. Die Rückführungsleitungen 202, 203 des hydraulischen Kreises stehen mit den Zylindern lediglich einer Rolle (60 a) in Verbindung, die als der „Regisseur“ für alle anderen Rollen dient. Der Kolben 71 des Trägers 67 dieser Rolle trägt eine Verlängerung 205, die einen „Endstop“ bedingt, wie bereits weiter oben beschrieben, wenn der Kolben 71 dazu neigt, sich in dem Zylinder 190 zu weit zu bewegen, und der Kolben 193 der gleichen Rolle trägt eine Dichtung 220, die einen ähnlichen Endstopeffekt ausübt vermittelt Annähern der Stirnwand 221 des Zylinders und Verschließen der Auslaßöffnung 222, sobald der Kolben dazu neigt, sich zu weit in dem Zylinder 194 zu bewegen. Es ist weiterhin zu beachten, daß die Zylinder 223, die die Kraft entwickeln, welche die Scheiben 61, 62 in Berührung mit den Rollen 60 drückt, mit einem Teil des hydraulischen Kreises verbunden sind, der benachbart zu den genannten Teilen und den Betätigungsmechanismen der Rollen vorliegt, wobei kein wesentlicher Widerstand auftritt, so daß gleiche Drücke in diesen Teilen und dem Zylinder 223 stets vorliegen.

Das Erzeugen des genannten Endstopeffektes vermittelt des Hauptkolbens 71 des Betätigungsmechanismus für die Rollen kann eine genaue maschinelle Bearbeitung der Kante 208 erforderlich machen, die mit einem Teil der Oberfläche der Kugel mit dem Mittelpunkt 82 übereinstimmt. Die Figur 21 zeigt einen Teil einer wahlweisen Bauart, bei der der einfachere zweite Kolben 193 der einen Rolle 60 b des Endstopeffekt an der linken Seite des hydraulischen Kreises bewirkt, sobald der Kolben dazu neigt, sich zu weit zu bewegen. Die benachbarte 60 c ist entsprechend angeordnet, so daß der zweite Kolben 193 sich an der rechten Seite des Kreises (entsprechend den Teilen 201, 201 a) befindet und erzeugt den Endstopeffekt auf dieser Seite des Kreises bei einer zu weiten Bewegung des Kolbens.

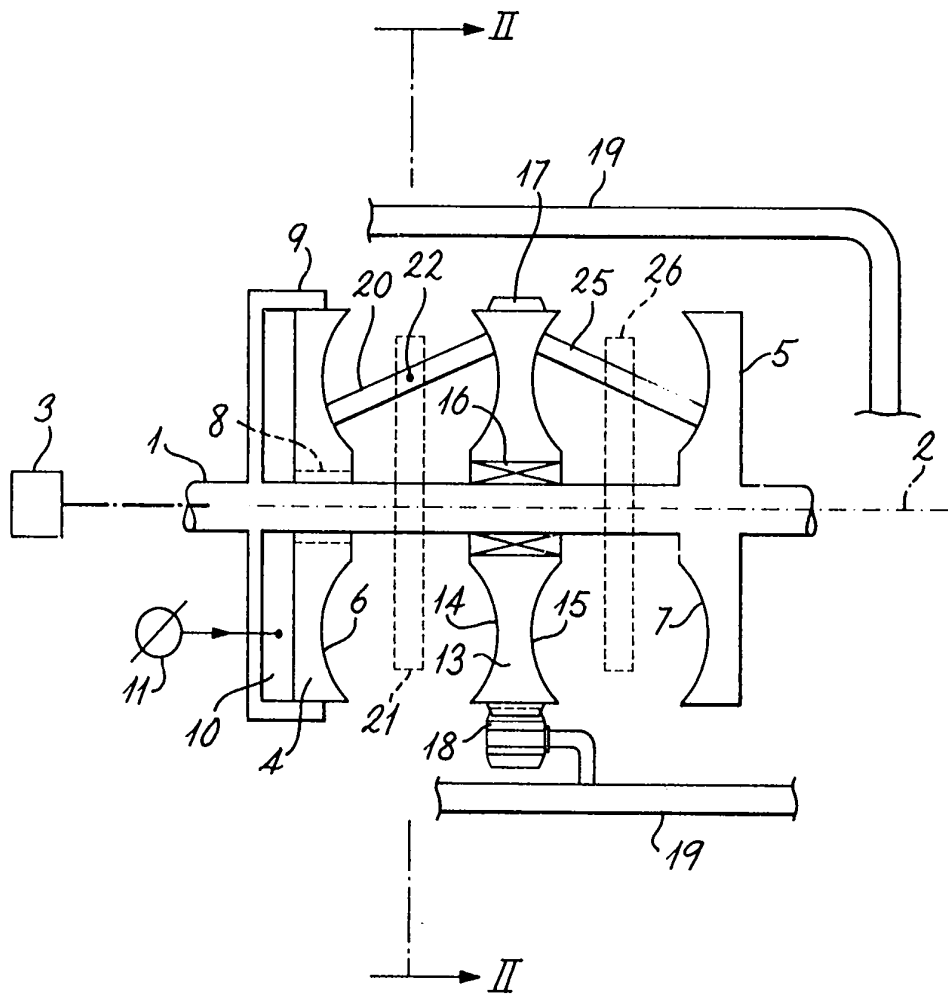
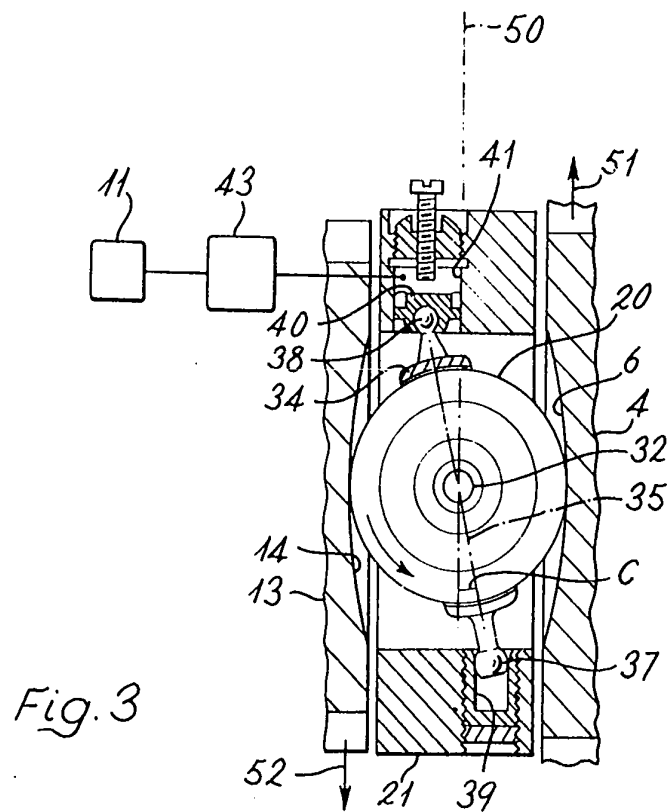
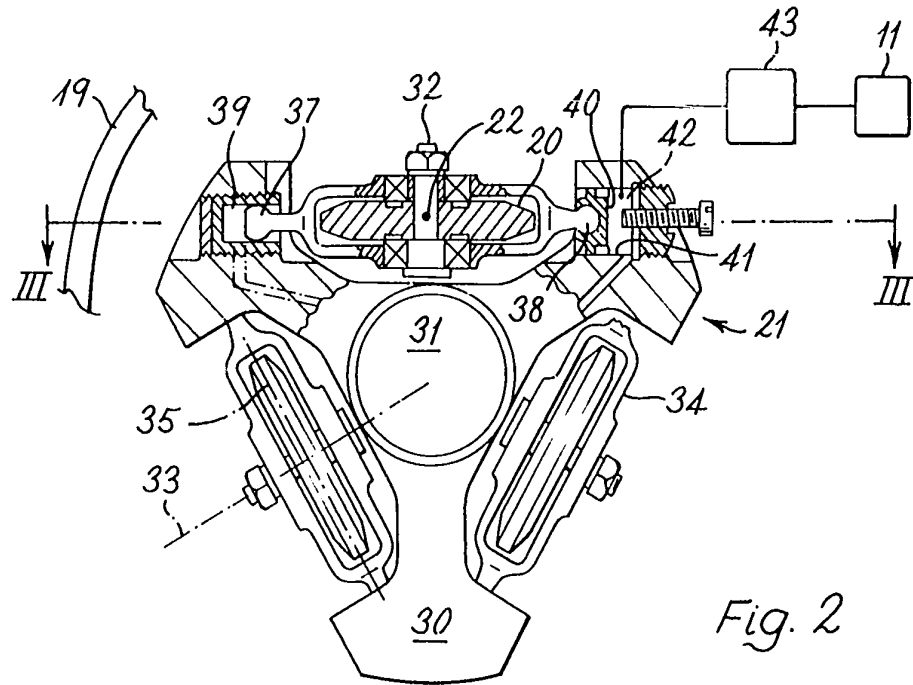
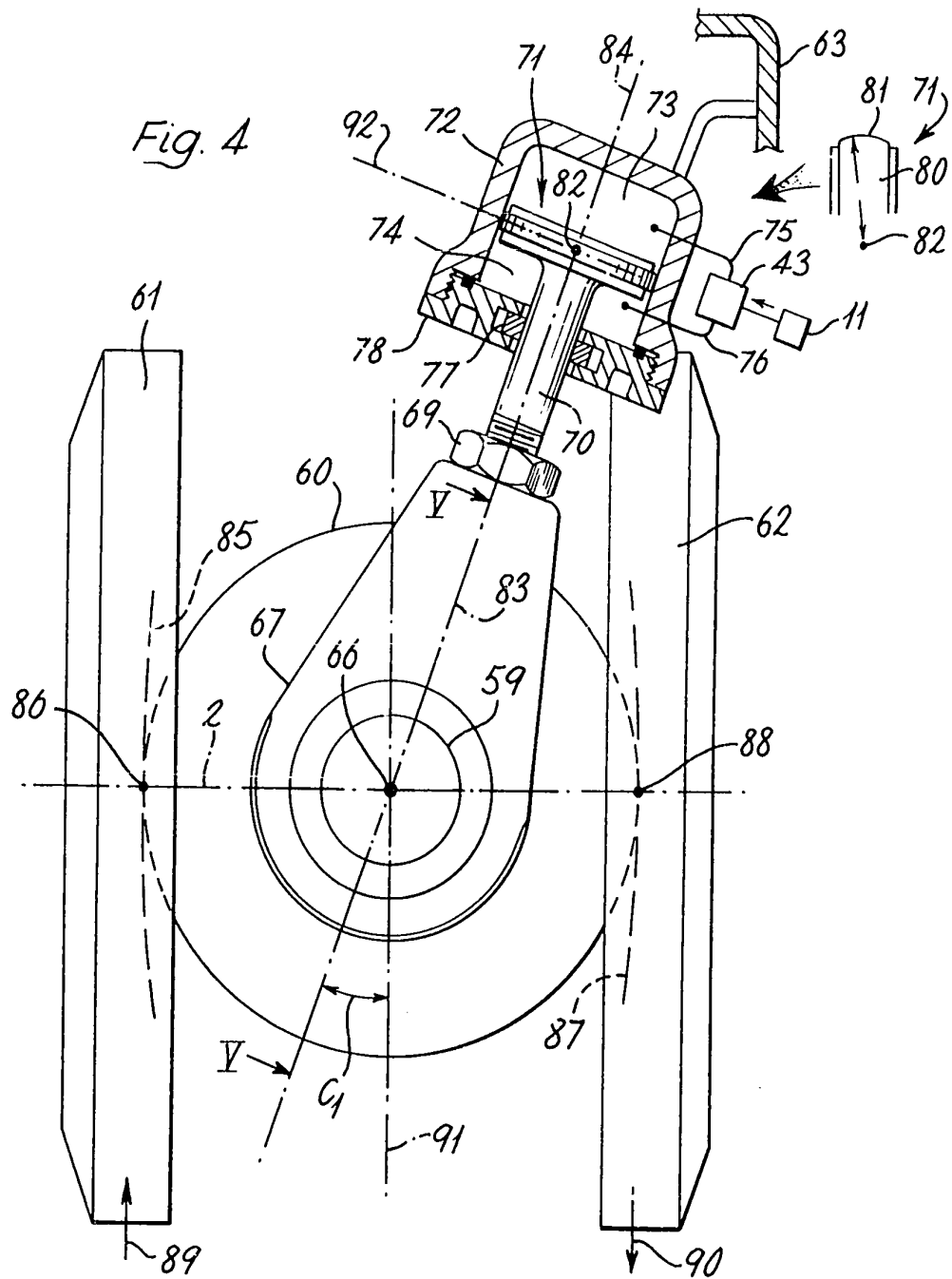
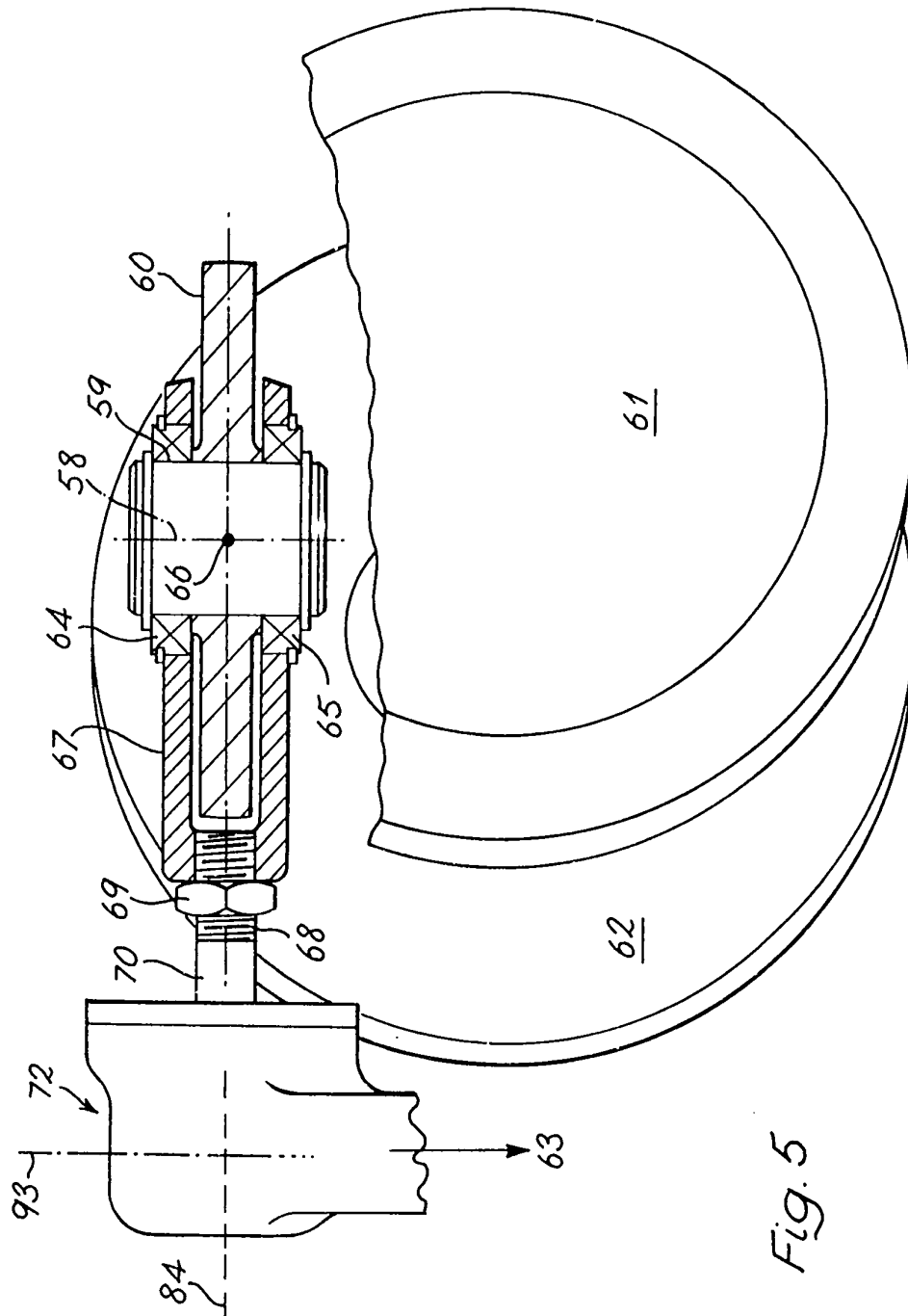


Fig. 1









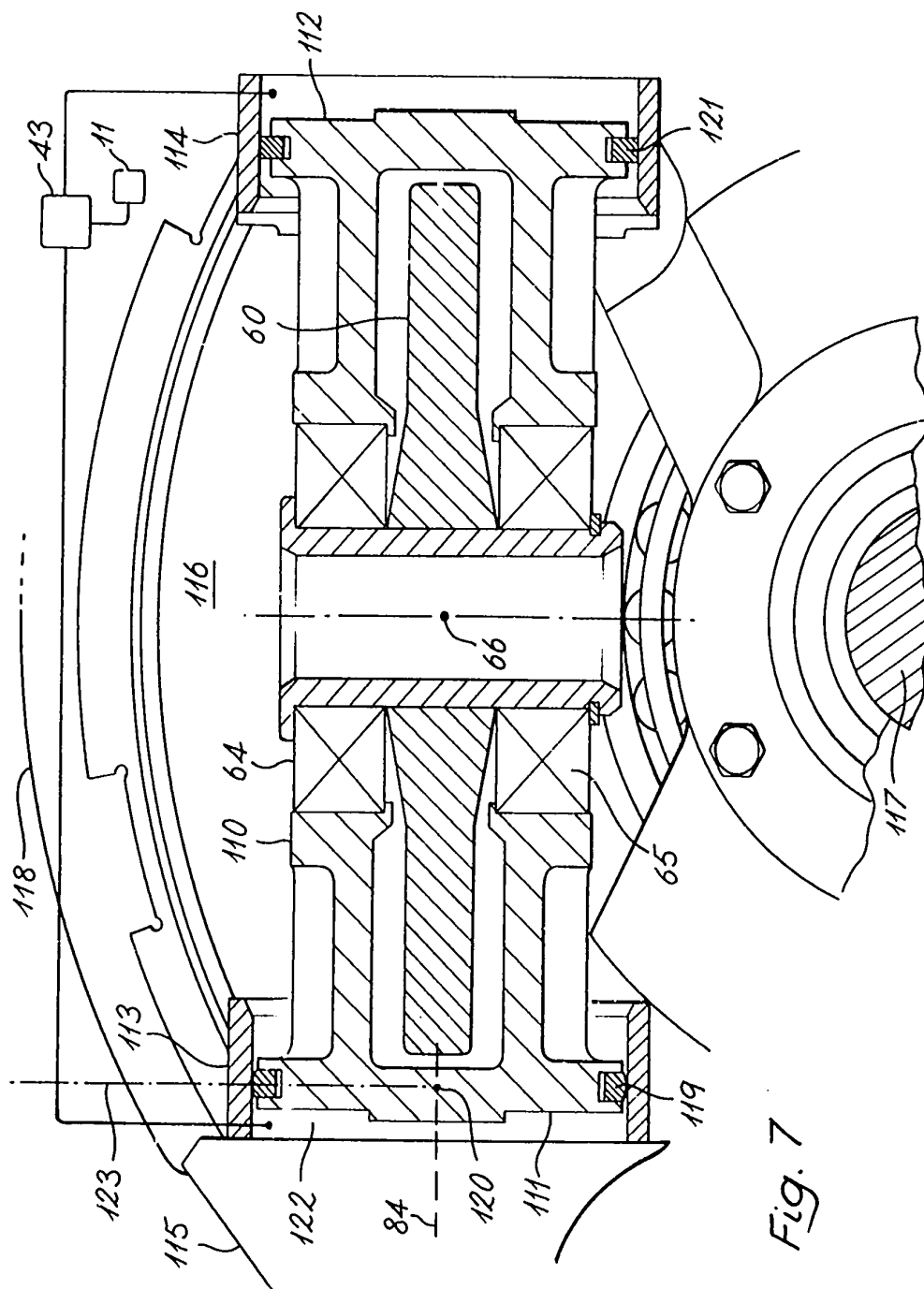
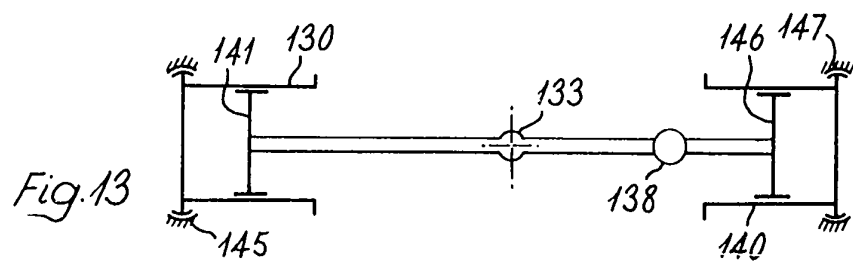
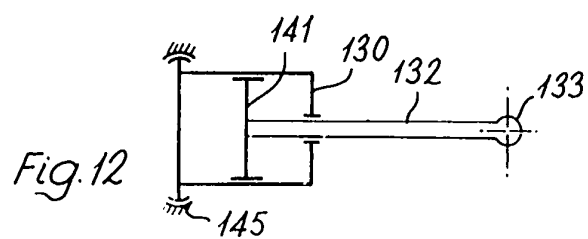
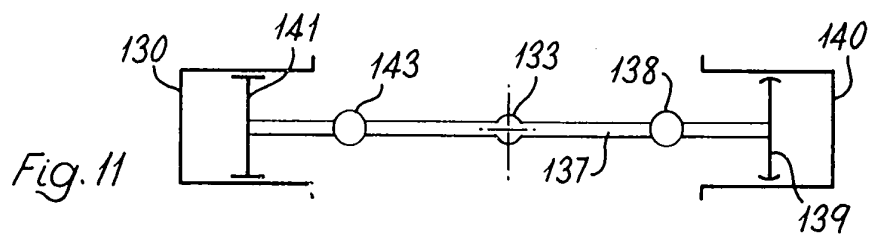
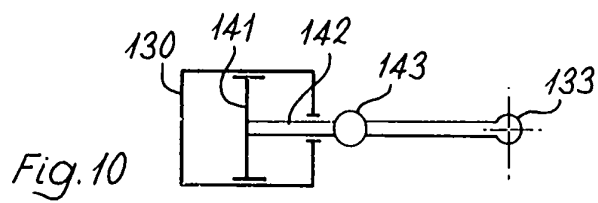
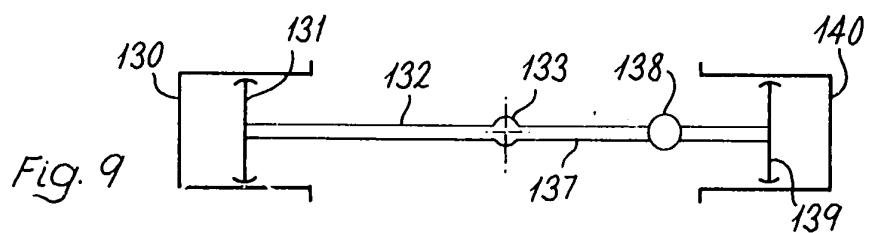
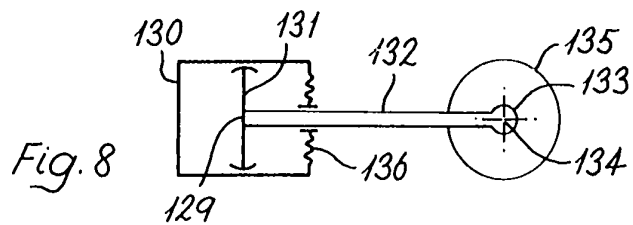


Fig. 7



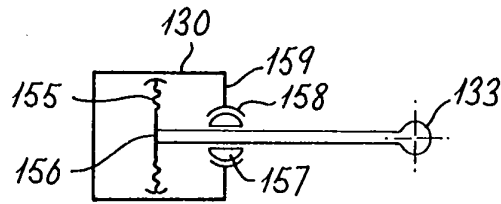
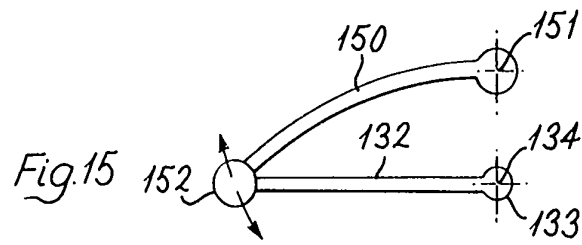
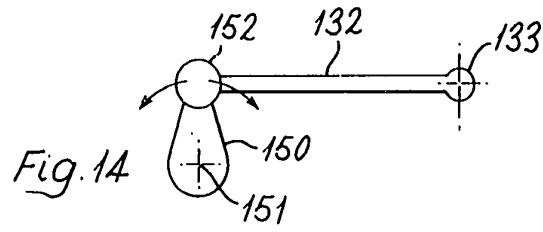


Fig. 16

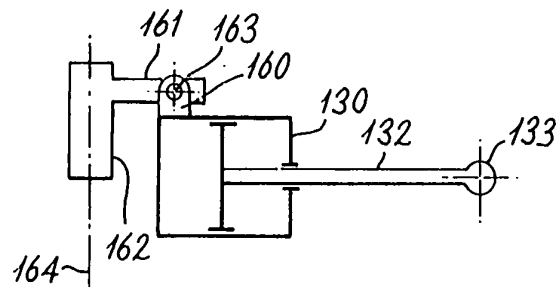


Fig. 17