



www.newtypecommunications.com

STATE OF NEW YORK)
CITY OF NEW YORK :
COUNTY OF NEW YORK)

445 Fifth Avenue
New York, New York 10016
Phone 212-686-5555
Fax 212-686-5414

CERTIFICATION

I hereby declare that all statements made herein of my own knowledge are true and that all statements made on information and belief are believed to be true; and further that these statements were made with the knowledge that willful false statements and the like so made are punishable by fine or imprisonment, or both, under Section 1001 of Title 18 of the United States Code and that such willful false statements may jeopardize the results of these proceedings.

I declare under penalty of perjury under the laws of the United States of America that the translation into ENGLISH is true and accurate of the attached document relating to:


DE 10 2007 057 448.9

written in GERMAN.



NEWTYPER COMMUNICATIONS, INC.

Sworn to and subscribed before me
this 8th day of August, 2016



NOTARY PUBLIC

BRIAN G. BROWN
Notary Public, State of New York
No. 01BR6151227
Qualified in Suffolk County
Commission Expires August 14, 2018

Translator's notes re PCT/DE2008/001900:

1. Claim 11:
Translated with same word order as in German. The sentence is confusing because of the 2 occurrences of "mit" (= with). A similar sentence was not found in the description.
2. Claim 20:
"is achieved" may be a misprint for "is disposed".
3. Claim 24:
The subject "Bestandteile" (components) is plural and the verb "bildet" is singular.

Document made available under the Patent Cooperation Treaty (PCT)

International application number: PCT/DE2008/001900

International filing date: 17 November 2008 (17.11.2008)

Document type: Certified copy of priority document

Document details: Country/Office: DE
Number: 10 2007 057 448.9
Filing date: 29 November 2007 (29.11.2007)

Date of receipt at the International Bureau: 15 December 2008 (15.12.2008)

Remark: Priority document submitted or transmitted to the International Bureau in compliance with Rule 17.1(a) or (b)



World Intellectual Property Organization (WIPO) - Geneva, Switzerland
Organisation Mondiale de la Propriété Intellectuelle (OMPI) - Genève, Suisse

FEDERAL REPUBLIC OF GERMANY



Priority Certification
DE 10 2007 057 448.9
concerning filing of a patent application

File No.: 10 2007 057 448.9

Filing Date: November 29, 2007

Applicant/Proprietor: LuK Lamellen und Kupplungsbau Beteiligungs KG,
77815 Bühl/Germany

Title: Force-transmission device, especially for power
transmission between a drive machine and a power
take-off

IPC: F 16 F 15/14, F 16 D 3/12

The attached documents are a true and accurate reproduction of the parts of the documents in this patent application filed on November 29, 2007, independent of any color deviations that might have been caused by the copying process.

Munich, September 9, 2008
German Patent and Trademark Office
The President
Officially,
[signature]
[name stamp:] Hauck

[seal]
A 9161 [illegible]
8.07

Force-transmission device, especially for power transmission between a drive machine and a power take-off

The invention relates to a force-transmission device, especially for power transmission between a drive machine and a power take-off, comprising an input and an output and a damper arrangement disposed between input and output with at least two dampers that can be connected in series and a rotational-speed-adaptive vibration absorber.

Force-transmission devices in drive trains between a drive machine and a power take-off are known in the most diverse embodiments from the prior art. If an internal-combustion machine is used as the drive machine, a torsional motion superposed on the rotational motion develops on the crankshaft, with a frequency that varies with the rotational speed of the shaft. Vibration-absorbing arrangements are used for reduction. They comprise an additional mass, which is coupled via a spring system with the vibration system. The mode of action of the vibration absorber is based on the fact that, at a certain exciter frequency, the primary mass remains at rest while the additional mass executes a forced vibration. However, since the exciter frequency changes with the rotational speed of the drive machine, while the natural frequency of the vibration absorber remains constant, this vibration-absorbing effect takes place only at a certain rotational speed. Such an arrangement is already known, for example, from the publication DE 10236752 A1. Therein the drive machine is connected via at least one starting element, especially a clutch or a hydrodynamic rotational-speed/torque converter, with one or more gear-mechanism parts. This means that a spring-and-mass system capable of vibrations is not connected in series with the drive train but instead is disposed in parallel connection relative thereto, whereby the elasticity of the drive train is not impaired. This spring-and-mass system, capable of vibration, functions as a vibration absorber. According to a particularly advantageous embodiment in conjunction with the converter lockup clutch, this is associated therewith in order to prevent possible force surges during closing of the converter lockup clutch. According to one improvement, it is further provided to connect a torsion damper having two torsion-damping stages downstream from the starting element, in which case this is disposed in the force flow of the drive train. This means that the spring-and-mass system is disposed between the first torsion-damping stage and the second torsion-damping stage, whereby particularly good transmission behavior is supposed to be achieved. The spring-and-mass system may be provided with a variable natural frequency for use in a broader frequency band, which can be influenced by open-loop or closed-loop control.

Furthermore, a force-transmission device is already known from publication DE 19781582 T1, comprising a fluid clutch and a device for lockup thereof, wherein an arrangement of mechanisms is provided that functions to control the relative torsion between the input and output device of the power-transmission device.

In order to absorb the effect of excitation over a broad, preferably the entire rotational-speed range of a drive machine, rotational-speed-adaptive vibration absorbers capable of absorbing torsional vibrations over a larger rotational-speed range, ideally over the entire rotational-speed range of the drive machine, because the natural frequency is proportional to the rotational-speed, are provided in conformity with DE 19831160 A1 in drive trains. These operate according to the principle of a circular or centrifugal pendulum in the centrifugal-force field, which is already used in known manner in internal-combustion engines for absorption of crankshaft vibrations. Therein inertial masses are pendulum-mounted around an axis of rotation and are constrained to circle around it at the largest possible distance upon introduction of a torsional motion. The torsional vibrations lead to a relative pendulum motion of the inertial masses. In this context, different systems are known, in which the inertial masses move purely in translation relative to the torque-introduction axis on a circular movement path, or else, as in DE 19831160 A1, in which the movement path has a radius of curvature that varies at least partly with increasing deflection of the inertial mass from the middle position.

A starting unit, comprising a hydrodynamic rotational-speed/torque converter as well as a device for lockup of the power transmission via the hydrodynamic rotational-speed/torque converter is already known from publication DE 19926696 A1. This comprises at least one additional mass, the center of gravity of which is radially displaceable as a function of a relative position of the gear element, relative to an axis of rotation of the torque-transmission pathway.

From publication DE 102006028556 A1, a torque-transmitting device in the drive train of a motor vehicle for torque transmission between a drive machine and a power take-off is already known that comprises not only a connectable coupling device but also at least one torsional-vibration-damping device. A centrifugal-pendulum device, which has several pendulum masses linked movably relative to this by means of running rollers on the pendulum-mass support device, is associated with this.

Multiple dampers that in particular act in individual rotational-speed ranges and can be optimally matched thereto are frequently used in force-transmission units. However, without considerable special expense and partly also for reasons of overall space, it is also not possible to cover the entire rotational-speed range of a drive machine satisfactorily with these from the viewpoint of vibration damping.

The object of the invention is therefore to further develop a force-transmission device of the type mentioned in the introduction, especially a force-transmission device with a multiple damper arrangement, comprising at least two dampers connected in series as viewed in at least one force-flow direction, in order to reduce or completely cancel out rotational irregularities in the force-transmission device over the entire operating range of the drive machine.

The inventive solution is characterized by the features of claim 1. Advantageous configurations are described in the dependent claims.

A force-transmission device constructed according to the invention, especially for power transmission between a drive machine and a power take-off, comprising a damper arrangement with at least two dampers connectable in series and a rotational-speed-adaptive vibration absorber, is characterized in that the rotational-speed-adaptive vibration absorber is disposed between the dampers at least in one force-flow direction over the damper arrangement.

A rotational-speed-adaptive vibration absorber according to the invention will be understood as a device that does not transmit any torque but is suitable for absorbing excitations over a very broad range, preferably the entire rotational-speed range of a drive machine. The natural frequency of a rotational-speed-adaptive vibration absorber is proportional to the rotational speed, especially the rotational speed of the exciting machine.

The inventive solution permits reduction or prevention of the introduction of rotational irregularities into the drive train, especially in a force-flow direction that preferably is always used in the main working range. Furthermore, the entire damping system can be better adapted to the torsional vibrations to be absorbed without considerable additional modifications of the individual dampers.

The force-transmission device can be constructed in various ways. According to a particularly

advantageous configuration, it is a combined starting unit, which can also be used as a multifunctional unit. This comprises a hydrodynamic component, with at least one primary wheel functioning as a pump impeller and one secondary wheel functioning as a turbine wheel, which form a working chamber with one another, wherein the turbine wheel is connected at least indirectly to rotate with the output of the force-transmission device and coupling takes place via at least one damper of the damper arrangement, wherein the rotational-speed-adaptive vibration absorber is connected at least indirectly to rotate with the secondary wheel. The term "at least indirectly" means that the coupling may be established either directly, free of the interposition of further transmission elements, or else indirectly, by coupling with further transmission elements or via these.

By the association of the rotational-speed-adaptive vibration absorber with the turbine wheel, this can preferably be active in all operating conditions by virtue of the tie-in of the turbine wheel to the drive train, especially the damper arrangement.

According to a particularly advantageous embodiment, the rotational-speed-adaptive vibration absorber is directly connected to rotate with the secondary wheel. Thereby arrangements are possible that can be achieved independently of the damper arrangement, but by virtue of the coupling of the secondary wheel with the damper arrangement the effect is not impaired.

According to a further embodiment, the rotational-speed-adaptive vibration absorber is connected to a damper of the damper arrangement. Direct association with the sampling system is possible in this embodiment. Coupling can then be achieved directly with an element of a damper that is connected directly to rotate with the secondary wheel or else with an element of the other damper that is connected to rotate with the damper element of the one damper that is connected to rotate with the secondary wheel. Thereby various arrangement options are possible for the rotational-speed-adaptive vibration absorber, and the most optimum arrangement can be selected depending on the overall space conditions, without impairing the function.

The rotational-speed-adaptive vibration absorber may be constructed as a component that can be preassembled separately. Thereby the rotational-speed-adaptive vibration absorber can be combined with standardized components without the need to modify them. Furthermore, simpler replacement is possible. Moreover, the rotational-speed-adaptive vibration absorber may be preassembled and stockpiled.

According to a second embodiment, the rotational-speed-adaptive vibration absorber or

components thereof, especially the inertial-mass support device, is formed as a component of one of the attachment elements, wherein the attachment element is formed either by an element of a damper of the damper arrangement or else by the turbine wheel, in the case of direct coupling to the secondary wheel or turbine wheel. This embodiment is indeed characterized by the necessary modification of the corresponding attachment elements, but thereby overall space is saved, especially in the case of installed position in axial direction as viewed from input to output, since the rotational-speed-adaptive vibration absorber no longer has to be disposed as a separate element between other elements.

In the separate version of the rotational-speed-adaptive vibration absorber, it can be connected during integration via fastening elements with the attachment elements, which are present in any case, by inserting the attachment region of the rotational-speed-adaptive vibration absorber in the fastening region between two attachment elements and preferably using the fastening elements, which are needed in any case, for coupling the vibration absorber.

As regards the construction of the individual dampers themselves, a large number of options exists. As already explained, the damper arrangement is formed as a series damper, at least in one force-flow direction. The individual dampers of the damper arrangement can again be constructed as individual dampers or else as series or parallel arrangements of damper parts. Thereby the individual damping stages that are possible can be further influenced in terms of the damping characteristics achievable with them, and so can be matched optimally to certain requirements as the case may be.

As regards the arrangement of the dampers, a multiplicity of options exists. However, these options are dependent in turn on the specific configuration of the individual dampers. In this context, a distinction is made between the arrangement in functional and in spatial direction. In spatial direction, especially as viewed in axial direction between the input and the output of the force-transmission device, the spatial arrangement of the dampers relative to one another within the damper arrangement can be such that they are offset in axial and/or radial direction relative to one another. Preferably arrangements offset in radial direction are always chosen, since then a more optimum use of the overall space is possible due to the overlaid arrangement. Furthermore, by virtue of the offset arrangement in radial direction in the region of the outer circumference of the one damper, as viewed in the extension of the second damper in radial direction, intermediate spaces are created, which ideally can be used for arranging the rotational-speed-adaptive vibration absorber and which therefore permit a space-saving arrangement.

Purely functionally, at least one of the dampers can be disposed specifically in one of the power branches, without acting as an elastic clutch in the other power branch. In this case the damper then functions in the other power branch as a pure vibration absorber. In this regard, a distinction is made between two embodiments, wherein the first is characterized by the arrangement of the damper that is first in force-flow direction in the force flow of the mechanical power branch as viewed from input to output, whereas in the second case the arrangement takes place in the hydrodynamic power branch. The second damper of the damper arrangement is then indeed functionally connected in series downstream from both branches, but nevertheless is active as a vibration absorber. Thereby a damper is always active in force-flow direction, as viewed from input to output. According to a particularly advantageous embodiment, the rotational-speed-adaptive vibration absorber is also associated with this.

The embodiment of the rotational-speed-adaptive vibration absorber itself can have many configurations. What is common to all embodiments is that they are characterized by an inertial-mass support device that extends in radial direction, wherein the extent can be formed as a flat disk element or else as an appropriately shaped component. This is disposed coaxially with the axis of rotation of the force-transmission device. Around this, inertial masses are pendulum-mounted on the inertial-mass support device, preferably in such a way that corresponding inertial masses are disposed free of offset relative to one another on both sides of the inertial-mass support device. These pendulum-mounted inertial masses experience a deflection in radial direction under the influence of centrifugal force. The basic principle of the rotational-speed-adaptive vibration absorber, which functions as a centrifugal pendulum, is then characterized by the masses pendulum-mounted on the inertial-mass support device. This can be further modified by additional measures, for example to improve the noise development or to expand its possible range of action. Such embodiments are sufficiently known from the prior art, and so further details of the construction of centrifugal pendulums will not be discussed here.

Such rotational-speed-adaptive vibration absorbers can be spatially disposed upstream from the damper arrangement or downstream from the damper arrangement, between the individual dampers of the damper arrangement. Each of these arrangements can be of special importance depending on the specific conditions. However, arrangements between the two dampers are preferable, in order to take optimum advantage of overall space that is present here in any case and under certain circumstances is unused.

According to a particularly advantageous embodiment, the rotational-speed-adaptive vibration absorber is always designed to match the order of excitation of the drive unit, especially drive machine. In the case of force-transmission devices with hydrodynamic components, allowance is also made for the fact that the influence of centrifugal force on the individual inertial masses is reduced by the centrifugal oil pressure. The allowance is made by construction and design for an order ranging between 0.05 and 0.5 higher than for embodiments free of this, i.e. vibration absorbers acting in a dry environment.

The inventive solution will be explained hereinafter on the basis of figures. Therein the following are represented in detail:

- | | |
|-----------------|---|
| Figures 1a – 1d | illustrate, in schematically simplified representation, possible basic configurations of force-transmission devices with functional arrangement of rotational-speed-adaptive vibration absorbers; |
| Figure 2 | illustrates, on the basis of an axial section, a first embodiment of a force-transmission device constructed according to the invention; |
| Figure 3 | illustrates, on the basis of an axial section, a second embodiment of a force-transmission device constructed according to the invention; |
| Figure 4 | illustrates, by way of example, an embodiment of a rotational-speed-adaptive vibration absorber in a view from the right; |
| Figure 5 | illustrates an option for direct coupling of the rotational-speed-adaptive vibration absorber with the turbine wheel; |
| Figure 6a – 6d | illustrate possible configurations of damper arrangements with indication of connection options for a rotational-speed-adaptive vibration absorber; |
| Figure 7 | illustrates, by means of a diagram, the advantages of the inventive solution compared with an embodiment free of a rotational-speed-adaptive vibration absorber. |

Figure 1a illustrates, in a schematically simplified representation, the basic structure of a force-transmission device 1 constructed according to the invention for power transmission in drive trains, especially in drive trains of motor vehicles. This force-transmission device 1 is used for power transmission between a drive machine 100, which can be constructed, for example, as an internal combustion machine, and a power take-off 101. For this purpose, force-transmission device 1 comprises at least one input E and at least one output A. This input E is connected at least indirectly with drive machine 100, and output A is connected at least indirectly with the aggregates 101 to be driven, for example in the form of a gear mechanism. In this context, "at least indirectly" means that the coupling may be established either directly, free of further interposed transmission elements, or else indirectly via further transmission elements. In this context the terms "input" and "output" are to be understood functionally as viewed in force-flow direction from a drive machine to a power take-off, without being limited to constructive detailed explanations.

Force-transmission device 1 comprises a damper arrangement 2, which is disposed between input E and output A. Damper arrangement 2 comprises at least two dampers 3 and 4 connectable in series and forming the damper stages, as well as a rotational-speed-adaptive vibration absorber 5. Rotational-speed-adaptive vibration absorber 5 in this context will be understood as a device for absorbing rotational irregularities, via which no power transmission takes place but instead via which torsional vibrations can be absorbed over a larger rotational-speed range, preferably the entire speed range, by the fact that inertial masses are constrained by centrifugal force to circle around a torque-introduction axis at maximum distance. This rotational-speed-adaptive vibration absorber 5 is formed by a centrifugal pendulum device. The natural frequency of vibration absorber 5 is proportional to the rotational speed of the exciting aggregate, especially of drive machine 100. The superposition of the torsional motion due to torsional vibrations leads to a pendulum-type relative motion of the inertial masses. According to the invention, the rotational-speed-adaptive vibration absorber 5 is interposed between the two dampers 3 and 4 of damper arrangement 2, in the force flow in at least one of the theoretically possible force-flow directions as viewed via damper arrangement 2. Besides damping vibrations via the individual dampers 3 and 4, this rotational-speed-adaptive vibration absorber 5 works at different frequencies.

A multiplicity of options exists for the construction of dampers 3, 4 of damper arrangement 2 and their tie-in with further components into force-transmission devices 1. In this context, especially for embodiments with hydrodynamic component 6 and device 7 for at least partial lockup

thereof, a distinction is made between embodiments with a series connection of dampers 3 and 4 in their function as an elastic clutch, i.e. torque transmission and damping in both power branches or else, at least for power transmission via one of the components with series connection of dampers 3, 4 as elastic clutches and for power transmission via the other component with action of one of the dampers 3 or 4 as an elastic clutch and action of the other damper 4 or 3 as a vibration absorber.

Figure 1b illustrates a particularly advantageous embodiment of force-transmission device 1 with a damper arrangement 2 with integrated rotational-speed-adaptive vibration absorber 5, comprising at least one hydrodynamic component 6 and one device 7 for at least partial bypass of the force transmission via hydrodynamic component 6. Hydrodynamic component 6 comprises at least one primary wheel functioning as pump impeller P for coupling with input E and force-flow direction from input E to output A, and one secondary wheel functioning as turbine wheel T coupled at least indirectly to rotate with output A and for power transmission from input E to output A, which together form a working chamber AR. Hydrodynamic component 6 can be constructed as a hydrodynamic clutch, which works with rotational-speed conversion, or else, in a particularly advantageous embodiment, as a hydrodynamic rotational-speed/torque converter, in which case torque and moment conversion always take place simultaneously during power transmission via the hydrodynamic rotational-speed/torque converter. In this case hydrodynamic component 6 also comprises at least one further so-called guide wheel L, which can be mounted either in fixed or else in pivotable relationship, depending on embodiment. Furthermore, guide wheel L can be braced via a freewheel. This hydrodynamic component 6 is disposed between input E and output A. This describes a first power branch I in the force flow between input E and output A, as viewed via hydrodynamic component 6. Device 7 for bypassing hydrodynamic component 6 preferably has the form of a so-called lockup clutch, which in the simplest case is a selectable clutch device. This can be constructed as a synchronously selectable clutch device. As a rule, however, it is constructed as a friction clutch, preferably in disk construction. The clutch device is also disposed between input E and output A and in the case of power transmission via these describes a second power branch II, in which the power transmission takes place mechanically. In this case damper arrangement 2 is disposed downstream from device 7 in the force-flow direction from input E to output A and also from hydrodynamic component 6. Thus rotational-speed-adaptive vibration absorber 5 is disposed downstream both from hydrodynamic component 6 and the mechanical clutch in force-

flow direction as viewed from input E to output A. This is achieved by the fact that rotational-speed-adaptive vibration absorber 5 in the form of the centrifugal pendulum is connected at least indirectly to rotate with the secondary wheel of hydrodynamic component 6 functioning as turbine wheel T in at least one operating condition and further also with the output of device 7.

Figures 1a and 1b illustrate, merely in greatly simplified schematic representation, the basic arrangement in an inventive force-transmission device 1 with a rotational-speed-adaptive vibration absorber 5 between two dampers 3 and 4 connectable in series, wherein dampers 3 and 4 are connected at least in one of the force-flow directions, here in series in both cases, and act as devices for damping of vibrations, meaning seemingly as an elastic clutch, regardless of how the individual dampers 3 and 4 are actually constructed.

By analogy, figures 1c and 1d illustrate, in simplified schematic representation corresponding to figure 1b, a further force-transmission device configured according to the invention, except that here the two dampers 3 and 4 are respectively connected in series only in one force-flow direction in a power branch I or II as regards their function as an elastic clutch. According to figure 1c, this arrangement of the two dampers 3 and 4 connected in series in the force flow in the force flow direction as viewed between input E and output A is always connected downstream from mechanical power branch II. The tie-in of hydrodynamic component 6, especially with turbine wheel T, takes place here between the two dampers 3 and 4. For this purpose, rotational-speed-adaptive vibration absorber 5 is disposed downstream from hydrodynamic component 6 here also. This is likewise disposed between the two dampers 3 and 4, in which case tie-in takes place either directly at turbine wheel T or else at the connection or in the region of the tie-in of turbine wheel T to damper 4.

In contrast, figure 1d illustrates an embodiment in which the two dampers 3 and 4 in series connection in the force flow from input E to output A are always disposed downstream from hydrodynamic component 6, in which case damper 3 acts as vibration absorber during mechanical power transmission, whereas damper 4 is active completely as a device for damping of vibrations in the form of an elastic clutch. Here also the tie-in of rotational-speed-adaptive vibration absorber 5 takes place either directly upstream from damper 4, and in the case of power transmission via hydrodynamic component 6 is therefore coupled at least indirectly with turbine wheel T, in this case indirectly via damper 3. Furthermore, in this

embodiment, rotational-speed-adaptive vibration absorber 5 is always active, even in the case of purely mechanical power transmission in second mechanical power branch II, since it is interconnected with damper 4.

Figures 2 and 3 illustrate, by way of example, two particularly advantageous embodiments of inventively configured force-transmission devices 1 having a configuration according to figure 1c on the basis of an excerpt of an axial section through this.

Thus figure 2 illustrates an embodiment with separate construction of rotational-speed-adaptive vibration absorber 5 and tie-in with damper arrangement 2. This is constructed as centrifugal pendulum device 8 and comprises one, preferably several inertial masses 9.1, 9.2, which are mounted on an inertial-mass support device 10 and are movable relative thereto. For example, this mounting has the form of running rollers 11. Inertial-mass support device 10 is constructed here as a disk-like element, which forms a hub part 12, which in radial direction relative to axis of rotation R is formed in the radially inner region of the disk-like element or else can also be connected to such a hub part 12. Inertial-mass support device 10 is preferably constructed as a flat disk-like element or at least target-shaped element. Embodiments with molded geometry as viewed in cross section, for example in the form of sheet-metal formed parts, are also conceivable. Preferably inertial masses 9.1 and 9.2 are provided on both sides of inertial-mass support device 10. These are preferably pendulum-mounted via raceway 11 on inertial-mass support device 10 in the region of the radial outer diameter thereof. Because of the influence of centrifugal force, inertial masses 9.1, 9.2 became outwardly positioned, at least in radial direction; furthermore, at least one inertial mass 9.1, 9.2 is able, starting from a middle position, at which the greatest distance of its center of gravity S from the center axis M, which corresponds to the axis of rotation R of force-transmission device 1 is established, can move forward and back in deflection position along a movement path relative to hub part 12, so that the distance of the center of gravity S of the at least one inertial mass 9.1, 9.2 changes relative to the middle position. In this case inertial-mass support device 10 is formed by a separate element. Thereby the entire centrifugal pendulum unit 8 can be preassembled separately and can be mounted and handled separately as a component.

Force-transmission device 1 comprises a hydrodynamic component 6, of which only a portion – at least indirectly coupled to rotate with output A – of the secondary axis functioning as turbine

wheel T is represented here. For example, output A is formed here by a shaft 29, merely indicated, which for use in drive trains for motor vehicles can simultaneously be formed by a gear-mechanism input shaft or an element that can be coupled to rotate therewith, especially hub 12. Hub 12 is also referred to as damper hub. The coupling of turbine wheel T with output A takes place here via damper arrangement 2, especially via second damper 4. Damper arrangement 2 comprises two dampers 3 and 4 connectable in series, wherein they respectively form a damper stage and the two damper stages are disposed offset relative to one another in radial direction and thus form a first outer and a second inner damper stage. Dampers 3 and 4 are constructed here as individual dampers. However, construction of these as series or parallel dampers is also conceivable. To achieve the space-saving and compact arrangement, the first radial damper stage is then constructed as the radially outer damper stage, meaning that it is disposed on a larger diameter than the second radially inner damper stage. In the force flow viewed between input E and output A, the two dampers 3 and 4 or the damper stages formed by them are connected in series, in the form of the lockup clutch, via device 7 for bypassing hydrodynamic component 6. This device 7 for locking up in the form of the lockup clutch comprises a first clutch part 13 and a second clutch part 14, which can be brought at least indirectly into operative connection to rotate with one another, in other words directly or indirectly via further transmission elements. Coupling here takes place via friction pairs, which are formed by first and second clutch parts 13 and 14. This first clutch part 13 is connected at least indirectly to rotate with input E, preferably directly therewith, whereas second clutch part 14 is coupled at least indirectly to rotate with damper arrangement 2, especially with first damper 3, preferably directly with the input of first damper 3. In the represented case, first and second clutch parts 13 and 14 comprise an inner set of plates and an outer set of plates, wherein the inner set of plates in the case illustrated here consists of inner plates mounted in axial direction on an inner-plate support, which form surface regions, aligned in axial direction, that can be brought into operative connection with surface regions complementary thereto on the outer plates disposed on the outer-plate support of first clutch part 13. For this purpose, at least one part of the inner plates and one part of the outer plates are mounted displaceably in axial direction on the respective plate support. Second clutch part 14 is coupled here with an element functioning in the force flow direction from input E to output A as the input part of damper 3. This is referred to as primary part 15. Furthermore, first damper 3 comprises a secondary part 16, wherein primary part 15 and secondary part 16 can be coupled with one

another via means for torque transmission 17 and means for damping coupling 18, wherein the means for damping coupling 18 are formed by the means for torque transmission 17 and in the simplest case by elastic elements 19, especially spring units 20. In this context, primary part 15 and secondary part 16 can be turned to a limited extent relative to one another in circumferential direction. This is also true by analogy for second damper 4, which is constructed here as a damper located radially inward and thus as the inner damper. This also comprises a primary part 21 and a secondary part 22, which are coupled with one another via means for torque transmission 23 and means for damping coupling 24, wherein primary and secondary parts 21, 22 are disposed coaxially with one another and can be turned relative to one another to a limited extent in circumferential direction. Here also means 23 for torque transmission can be formed by means 24 for damping coupling, or they can be functionally united in one component, preferably in the form of spring units 25. Primary parts and secondary parts 15, 16 and respectively 21 and 22 of the two dampers 3 and 4 can then be constructed in one piece or several pieces. Preferably respectively one of the two is constructed from two disk elements coupled to rotate with one another, between which the respective other part – secondary part 22, 16 or primary part 21, 15 – is disposed.

In the illustrated case, primary part 15 or 21 respectively functions as the input part during power transmission between input E and output A, whereas secondary part 16 or 22 respectively functions as the output part of the respective damper 3, 4. The input part and thus primary part 15 of first damper 3 is formed by a disk-like element in the form of a driving flange 32. Secondary part 16 is formed by two disk-like elements, also referred to as driving disks 33, which are disposed in axial direction on both sides of primary part 15 and are coupled to rotate with one another. This secondary part 16 of first damper 3 is connected to rotate with primary part 21 of second damper 4 or forms a structural unit therewith, wherein an integral construction between primary part 21 and secondary part 16 is also possible. Primary part 21 of second damper 4 is formed here by two disk-like elements also referred to as driving disks 35, whereas secondary part 22 is formed by a disk-like element disposed between these in axial direction, especially flange 34, meaning by an intermediate disk, which is connected to rotate with output A, in this case especially hub 12. Primary part 21 of second damper 4 is further connected to rotate with turbine wheel T, especially secondary wheel of hydrodynamic component 6. Coupling 30 is achieved in the simplest case via friction and/or interlocking connections. In the represented case, a connection in the form of a riveted joint is chosen, wherein the rivets can be

constructed either as extruded rivets or as separate rivets. Furthermore, the connection between secondary part 22 and turbine wheel T is used to enable coupling 31 with rotational-speed-adaptive vibration absorber 5. In this case rotational-speed-adaptive vibration absorber 5, especially inertial-mass support device 10 in the form of a disk-like element, is disposed and connected in axial direction between primary part 21 of second damper 4 formed by driving disks 35 and turbine part T or an element coupled to rotate therewith. By virtue of the separate construction, no particular specification for the configuration of damper arrangement 2 is needed in this embodiment. Standardized components, which can be supplemented by the rotational-speed-adaptive vibration absorber 5, can be chosen here. Thus rotational-speed-adaptive vibration absorber 5 can be preassembled and also exchanged as a separately handleable structural unit here. Furthermore this or parts thereof, especially inertial masses 9.1, 9.2 can be disposed in radial direction over second damper 4 by utilizing the overall space. Viewed spatially in axial direction, the arrangement of vibration absorber 5 is achieved between damper arrangement 2 and hydrodynamic component 6.

In contrast, figure 3 illustrates a particularly advantageous improvement according to figure 2, in which rotational-speed-adaptive vibration absorber 5 is a component of an element of damper arrangement 2, especially of primary part 21 of second damper 4. In this embodiment, at least one driving disk 35 of primary part 21 and inertial-mass support device 10 then form a structural unit or are formed by a component. For this purpose, driving disk 35 is prolonged in radial direction toward inner circumference 36 and is extended with its extent into the region of outer circumference 28 of first damper 3 in radial direction or beyond. In particular, in the arrangement of the two dampers 3 and 4 illustrated in figure 3 with offset in axial direction and in radial direction, the overall space gained or made freely available thereby can be optimally utilized.

The construction of a rotational-speed-adaptive vibration absorber can take place in many configurations. Publications DE 102006028556 A1 and DE 19831160 A1 among others can be cited as representative of this. The disclosure content of these publications with respect to the construction of rotational-speed-adaptive vibration absorbers is included herewith in full scope in the present application. Vibration absorbers are rotational-speed-adaptive when they are able to absorb torsional vibrations over a large rotational-speed range, ideally over the entire rotational-speed range of the drive machine. In this context, inertial masses 9.1, 9.2 are constrained by centrifugal force to move at a largest possible radius relative to the torque-introduction axis.

Because of the superposition of the torsional motion due to the torsional vibrations, a pendulum-type relative motion of inertial masses 9.1, 9.2 is developed. These become positioned solely on the basis of the centrifugal force or respectively their weight, and the same applies for the restoring movement. No separate restoring force is present. Furthermore, the natural frequency is proportional to the rotational-speed, and so the torsional vibrations with frequencies that are proportional in the same way to the shaft rotational-speed n can be absorbed over a broad rotational-speed range. In the process, inertial masses 9.1, 9.2 in the case of vibration absorbers 5 move relative to the hub part in pure translation on a circular motion path. From publication DE 19831160 A1, an embodiment is known in which the motion path is further characterized, for example, by a radius of curvature that varies at least partly with increasing deflection of inertial masses 9.1, 9.2 from the middle position. This is also true for the embodiment from DE 102006028556 A1. Such an embodiment is reproduced in a side view in figure 4, for example, as an embodiment of a rotational-speed-adaptive vibration absorber 5. This is one example. Other embodiments are conceivable. What is evident here is the configuration of a target-like element as inertial-mass support device 10 and the individual inertial masses 9.1 to 9. n disposed in uniformly distributed manner around it in circumferential direction. In the represented case, four inertial masses in the form of pendulum masses 9.11 to 9.14 are movably attached. These are held movably on pendulum-mass support device 10 by means of jacketed step studs 26 and by means of running rollers 27.

While figures 2 and 3 illustrate particularly advantageous options for use in a force-transmission device 1, further arrangements are also conceivable. Figure 5 illustrates, in a simplified schematic representation, the direct coupling of rotational-speed-adaptive vibration absorber 5 with turbine wheel T of hydrodynamic component 6. Since turbine wheel T of the hydrodynamic component is connected to rotate with primary part 21 of second damper 4, either directly or via further intermediate elements, interposition of vibration absorber 5 between the two dampers 3 and 4 in the force flow between input E and output A is also possible here. The arrangement on turbine wheel T can then be achieved in the region of radial outer circumference 37 of turbine wheel T, in which case the arrangement can take place on a radius equal to or larger than the radial extent of turbine wheel T or smaller and almost beside this in axial direction.

Further tie-ins are described in modified schematic representations in figures 6a to 6d. In the embodiment according to figure 6a, for example, first damper 3 is constructed by analogy with

the embodiments described in figures 2 and 3. Second damper 4 is thereby characterized in that primary part 21 is formed by the intermediate disk and secondary part 22, which is coupled to rotate with output A, is formed by two side disks 35 disposed in axial direction beside intermediate disk 34. In this case, rotational-speed-adaptive vibration absorber 5 is disposed to rotate with the connection between secondary part 16 of first damper 3 in the form of driving disks 33 and intermediate disk 34 in the form of secondary part 22 of the second damper, preferably connected to rotate with driving disk 33. This is also true by analogy for turbine wheel T.

In a further embodiment, in which damper arrangement 2 comprises a first damper 3, in which primary part 15, for example, is formed by two driving disks 33, which are coupled at least indirectly with input E, and secondary part 16 is formed by an intermediate disk in the form of a flange 32, coupling of secondary part 16 can take place either with primary part 21 formed as driving disk 35 or primary part 34 of second damper 4 formed by an intermediate disk or flange 34. According to figure 6b, primary part 21 of second damper 4 is configured by analogy with the embodiments according to figures 2 and 3, which means that it is formed by two or one driving disk 35. Secondary part 22 is formed by flange 34. Primary part 15 of first damper 3 is formed by two driving disks 33 coupled to rotate with one another and secondary part 16 by a flange 32. This secondary part 16, in the form of flange 32, forms a structural unit with driving disks 35 or one of the driving disks 35 and thus primary part 21 of second damper 4. It is also conceivable to form these components by separate elements and to couple them to rotate with one another. Driving disks 33, 35 both of the first and also of the second damper 3, 4 are also respectively coupled to rotate with one another, in which case coupling can take place in various ways. In this embodiment, turbine wheel T of hydrodynamic component 6 is coupled with primary part 21, especially driving disk 35. As regards the arrangement of rotational-speed-adaptive vibration absorber 5, a large number of options exists here also. It can either be coupled directly with turbine wheel T, with primary part 21 of second damper 4, especially one of the driving disks 35, or else with flange 32 of first damper 3. The individual arrangement options are reproduced here by dot-dash representations.

In contrast, figure 6c illustrates a construction of first damper 3 according to figure 6b with the exception that primary part 21 of second damper 4 is formed here by flange 34. Secondary part 22 is formed by driving disks 35. The tie-in of turbine wheel T takes place in this case at flange

34. Rotational-speed-adaptive vibration absorber 5 is then coupled either directly with turbine wheel T or with flange 34, which simultaneously forms flange 32 of first damper 3.

In this figure 6c, second damper 4 in hydrodynamic power branch I acts as an elastic clutch, and first damper 3 as the vibration absorber. This is also true by analogy for the embodiment according to figures 6a and 6b.

While figures 6a and 6b illustrate embodiments in which the arrangement of the two dampers in axial direction, as viewed from input E to output A of force-transmission device 1, are disposed offset relative to one another, figure 6c illustrates an embodiment with arrangement of the two damper stages in one axial plane.

Furthermore, figures 6a to 6c illustrate embodiments with action of damper 3 as the vibration absorber during hydrodynamic power transmission. In contrast to this, figure 6d shows an embodiment with functioning of both dampers 3, 4 as elastic clutches in both power branches. Therein primary parts 15 and 21 of the two dampers 3 and 4 as well as secondary parts 16 and 22 of dampers 3 and 4 are respectively formed by the same structural elements. The series connection is achieved by clearance angles in the dampers in circumferential direction. For example, the openings of outer damper 3 bracing the means for torque transmission and forming stops in circumferential direction are provided in the unloaded condition with a clearance-angle region, whereas the openings on inner damper 4 are constructed such that the means for torque transmission, especially spring elements 35, are always in bearing relationship. In the illustrated case, for example, primary parts 15 and 21 are formed by two driving disks 33 and 35 respectively, secondary parts 16, 22 by a flange 34 or 32 respectively disposed between these and coupled to rotate with output A. The tie-in both of device 7 and also of turbine wheel T then takes place respectively at one of the driving disks 33, 35, in which case damper arrangement 2 viewed spatially in axial direction is disposed between device 7 and hydrodynamic component 6. The tie-in of rotational-speed-adaptive vibration absorber 5 takes place here at one of the driving disks 33, 35, preferably at the driving disk on the turbine-wheel side.

In almost all embodiments according to figures 6a to 6c, the spatial arrangement between input E and output A takes place, depending on the arrangements of the individual dampers 3, 4, with

offset in axial and in radial direction. If the offset is specified, the intermediate space in radial direction can be used optimally for the arrangement of rotational-speed-adaptive vibration absorber 5. Otherwise the arrangement takes place in axial direction adjacent to the individual dampers.

In damper arrangements 2 illustrated in figures 1 to 6, the individual dampers 3 and 4, for example, are formed by so-called individual dampers in the form of mechanical dampers, which are constructed as compression springs or bow-spring dampers, meaning that means 17, 13 for torque transmission and for damping coupling 18, 24 are formed by spring units 20, 25 in the form of bow springs or compression springs. However, other damper designs are also possible, such as combined mechanical-hydraulic dampers.

Furthermore, it is also conceivable to use the inventive solution in multiple-damper arrangements, in which the individual dampers 3 and 4 themselves already form a damper stage and are constructed as multiple dampers in the form of a parallel or series damper.

Figure 7 illustrates, on the basis of a diagram, in which the rotational irregularity in the power take-off train is plotted against engine speed n , a comparison of the rotational irregularities in the drive train for an embodiment of a force-transmission device 1 free of a rotational-speed-adaptive vibration absorber 5, shown as a broken line, and of a force-transmission device 1 with rotational-speed-adaptive vibration absorber 5, shown as a solid line. From this it is obvious that these are considerably larger in a conventional solution, whereas during power transmission in an embodiment according to figure 3, for example, considerably smaller rotational irregularities occur, especially in critical rotational-speed ranges.

List of reference symbols

1	Force-transmission device
2	Damper arrangement
3	Damper
4	Damper
5	Rotational-speed-adaptive vibration absorber
6	Hydrodynamic component
7	Device for lockup of the hydrodynamic component
8	Centrifugal pendulum
9	Inertial mass
9.1, 9.2, 9.11	
9.12, 9.13, 9.14	Inertial mass
10	Inertial-mass support device
11	Running rollers
12	Hub part
13	First clutch part
14	Second clutch part
15	Primary part
16	Secondary part
17	Means for torque transmission
18	Means for damping coupling
19	Elastic element
20	Spring unit
21	Primary part
22	Secondary part
23	Means for torque transmission
24	Means for damping coupling
25	Spring device
26	Step studs
27	Running roller
28	Outer circumference
29	Shaft
30	Coupling
31	Coupling
32	Driving flange
33	Driving disks
34	Driving flange

35	Driving disks
36	Inner circumference
37	Outer circumference
100	Drive machine
101	Power take-off
E	Input
A	Output
P	Pump impeller
T	Turbine wheel
AR	Working chamber
L	Guide wheel
I	First power branch
II	Second power branch

Claims

1. A force-transmission device (1), especially for power transmission between a drive machine (100) and a power take-off (101), comprising a damper arrangement (2) with at least two dampers (3, 4) connectable in series and a rotational-speed-adaptive vibration absorber (5), characterized in that the rotational-speed-adaptive vibration absorber (5) is disposed between the dampers (3, 4) at least in one force-flow direction over the force-transmission device (1).
2. A force-transmission device (1) according to claim 1, characterized in that this comprises a hydrodynamic component (6), with at least one primary wheel functioning as a pump impeller (P) and one secondary wheel functioning as a turbine wheel (T), which form a working chamber (AR) with one another, wherein the turbine wheel (T) is connected at least indirectly to rotate with the output (A) of the force-transmission device (1) and coupling takes place via at least one of the damper (4) of the damper arrangement (2), wherein the rotational-speed-adaptive vibration absorber (5) is connected at least indirectly to rotate with the secondary wheel.
3. A force-transmission device (1) according to claim 2, characterized in that the rotational-speed-adaptive vibration absorber (5) is directly connected to rotate with the secondary wheel (SR).
4. A force-transmission device (1) according to claim 2, characterized in that the rotational-speed-adaptive vibration absorber (5) is connected with an element of the damper arrangement (2) that is connected to rotate with the secondary wheel of the hydrodynamic component (6).
5. A force-transmission device (1) according to claim 4, characterized in that the rotational-speed-adaptive vibration absorber (5) is connected with an element of a damper (4) of the damper arrangement (2) that is connected directly to rotate with the secondary wheel of the hydrodynamic component (6).
6. A force-transmission device (1) according to claim 4, characterized in that the rotational-speed-adaptive vibration absorber (5) is coupled with an element of a damper (5) that is connected with the element of the other damper (4) of the damping arrangement (2) that is directly connected with the secondary wheel of the hydrodynamic component (6).

7. A force-transmission device (1) according to one of claims 1 to 6, characterized in that this comprises a device (7) for at least partial lockup of the power transmission via the hydrodynamic component (6), wherein the device (7) is connected via at least one damper (3, 4) of the damper arrangement (2) with the output (A) of the force-transmission device (1).
8. A force-transmission device (1) according to one of claims 1 to 7, characterized in that the damper arrangement (2) is disposed in the force flow between input (E) and output (A) in series with the hydrodynamic component (6) and the device (7) for lockup of the hydrodynamic component (6).
9. A force-transmission device (1) according to one of claims 1 to 7, characterized in that the damper arrangement (2) is designed in order to be disposed in the force flow at least in series with the hydrodynamic component (6).
10. A force-transmission device (1) according to one of claims 1 to 7, characterized in that the damper arrangement (2) is designed in order to be disposed in the force flow at least in series with the device (7) for lockup of the hydrodynamic component (6).
11. A force-transmission device (1) according to one of claims 9 or 10, characterized in that the respective other component – device (7) or hydrodynamic component (6) – with the connection of the two dampers (3, 4) is coupled with the damper arrangement (2).
12. A force-transmission device (1) according to one of claims 1 to 11, characterized in that the dampers (3, 4) of the damper arrangement (2) are constructed as series or parallel dampers, comprising damper-part arrangements.
13. A force-transmission device (1) according to claim 12, characterized in that the individual damper-part arrangements of a damper (3, 4) are disposed on a common diameter.
14. A force-transmission device (1) according to claim 12, characterized in that the individual damper-part arrangements of a damper (3, 4) are disposed on different diameters.

15. A force-transmission device (1) according to one of claims 1 to 11, characterized in that at least one of the dampers (3, 4) is constructed as an individual damper.
16. A force-transmission device (1) according to claim 15, characterized in that the individual dampers (3, 4) are disposed offset from one another in radial direction.
17. A force-transmission device (1) according to one of claims 1 to 16, characterized in that the individual dampers (3, 4) are disposed offset from one another in axial direction.
18. A force-transmission device (1) according to one of claims 1 to 17, characterized in that the rotational-speed-adaptive vibration absorber (5) is constructed as a centrifugal-pendulum device, comprising at least one inertial-mass support device (10) and at least one, preferably a multiplicity of inertial masses (9.1, 9.2, 9.11, 9.12, 9.13, 9.14), which are movable in radial direction on and relative to the inertial-mass support device, and in particular are pendulum-mounted.
19. A force-transmission device (1) according to one of claims 1 to 18, characterized in that the rotational-speed-adaptive vibration absorber (5), viewed spatially in axial direction between input (E) and output (A) of the force-transmission device (1), is disposed between damper arrangement (2) and hydrodynamic component (6).
20. A force-transmission device (1) according to one of claims 1 to 18, characterized in that the rotational-speed-adaptive vibration absorber (5) is achieved spatially in axial direction between the two dampers (3, 4).
21. A force-transmission device (1) according to one of claims 1 to 18, characterized in that the rotational-speed-adaptive vibration absorber (5), viewed spatially in axial direction between input (E) and output (A) of the force-transmission device (1), is disposed upstream from the two dampers (3, 4) of the damper arrangement (2).
22. A force-transmission device (1) according to one of claims 1 to 21, characterized in that the individual inertial masses (9.1, 9.2, 9.11, 9.12, 9.13, 9.14) are disposed in radial direction in the region of the extent of the damper arrangement (2).

23. A force-transmission device (1) according to one of claims 1 to 22, characterized in that each of the dampers (3, 4) comprises at least one primary part (15, 21) and one secondary part (22, 16), wherein primary part (15, 21) or secondary part (16, 22) are formed either by a flange element (32, 34) or by driving disks (33, 35) disposed on both sides of the flange element (32, 34), are disposed coaxially with one another, can be turned to a limited extent relative to one another in circumferential direction and are coupled with one another via means (17, 23) for torque transmission and means (18, 24) for damping coupling.
24. A force-transmission device (1) according to one of claims 1 to 23, characterized in that components of the rotational-speed-adaptive vibration absorber (5) forms a structural unit with components of an attachment element, especially of a damper (3, 4) of the damper arrangement (2) or with the secondary wheel or is constructed in one piece with this.
25. A force-transmission device (1) according to one of claims 1 to 24, characterized in that the individual damper of (3, 4) of the damper arrangement (2) is constructed as a mechanical damper.
26. A force-transmission device (1) according to one of claims 1 to 21, characterized in that the individual damper of (3, 4) of the damper arrangement (2) is constructed as a combined mechanical-hydraulic damper.
27. A force-transmission device (1) according to one of claims 2 to 26, characterized in that the hydrodynamic component (6) is constructed as a hydrodynamic rotational-speed/torque converter, comprising at least one guide wheel (L).
28. A force-transmission device (1) according to one of claims 2 to 26, characterized in that the hydrodynamic component (6) is constructed as a hydrodynamic clutch free of a guide wheel (L).
29. A force-transmission device (1) according to one of claims 1 to 28, characterized in that

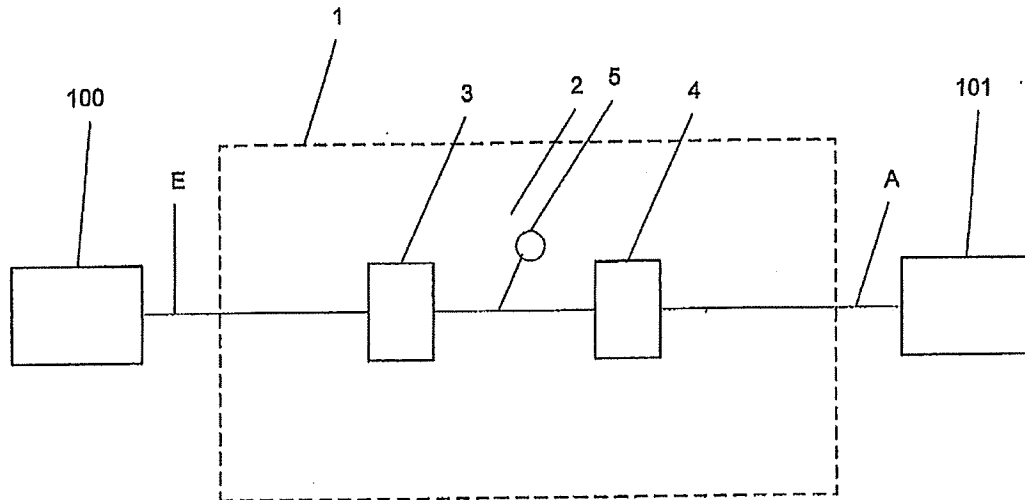
the rotational-speed-adaptive vibration absorber is designed for the order of excitation of the drive unit, especially drive machine, wherein allowance for the fact that the influence of centrifugal force on the individual inertial masses (9.1, 9.2, 9.11, 9.12, 9.13, 9.14) is reduced by the centrifugal oil pressure is made by design for an order ranging from > 0.05 to 0.5 higher than for embodiments free of this.

Abstract

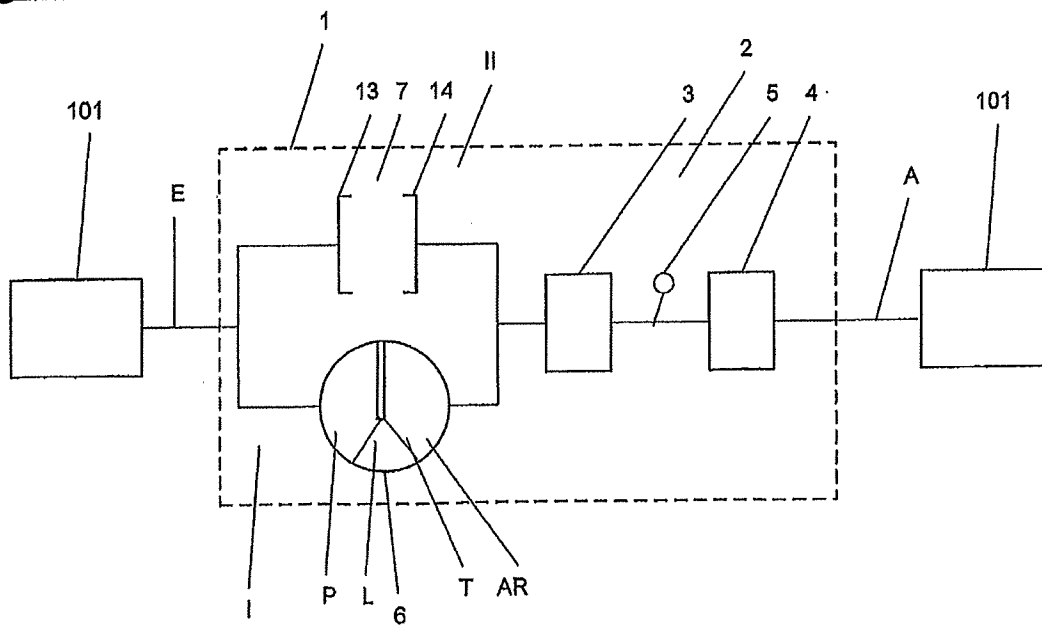
The invention relates to a force-transmission device, especially for power transmission between a drive machine and a power take-off, comprising a damper arrangement with at least two dampers that can be connected in series and a rotational-speed-adaptive vibration absorber.

The invention is characterized in that the rotational-speed-adaptive vibration absorber is disposed between the dampers in at least one force-flow direction over the damper arrangement.

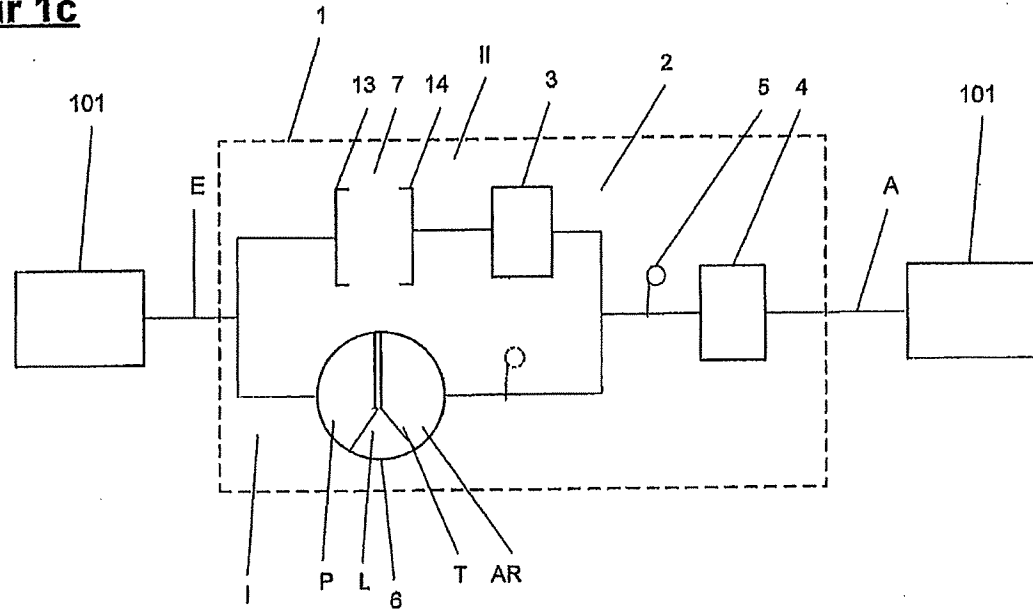
Figur 1a



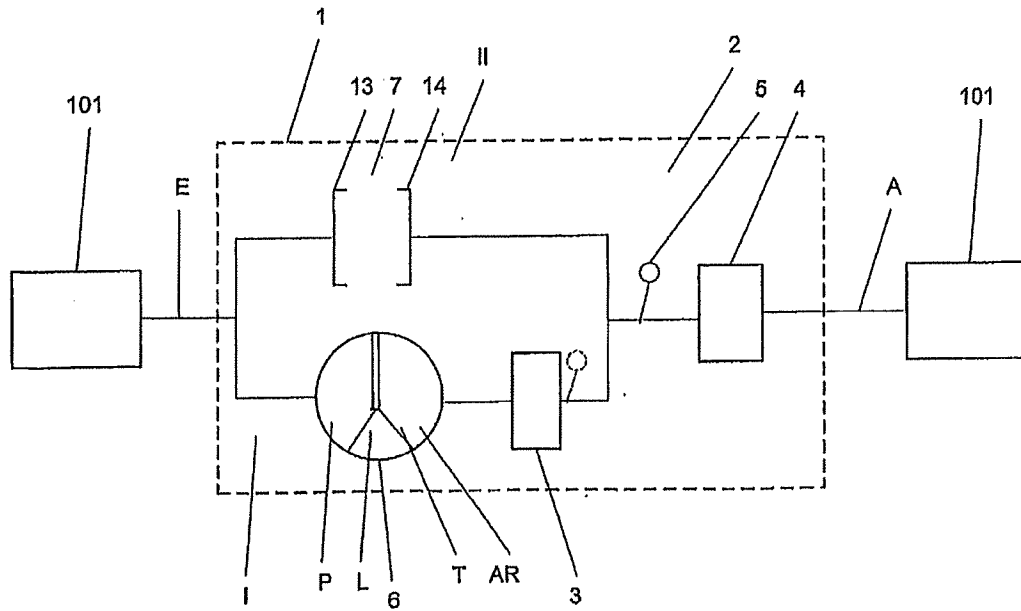
Figur 1b



Figur 1c

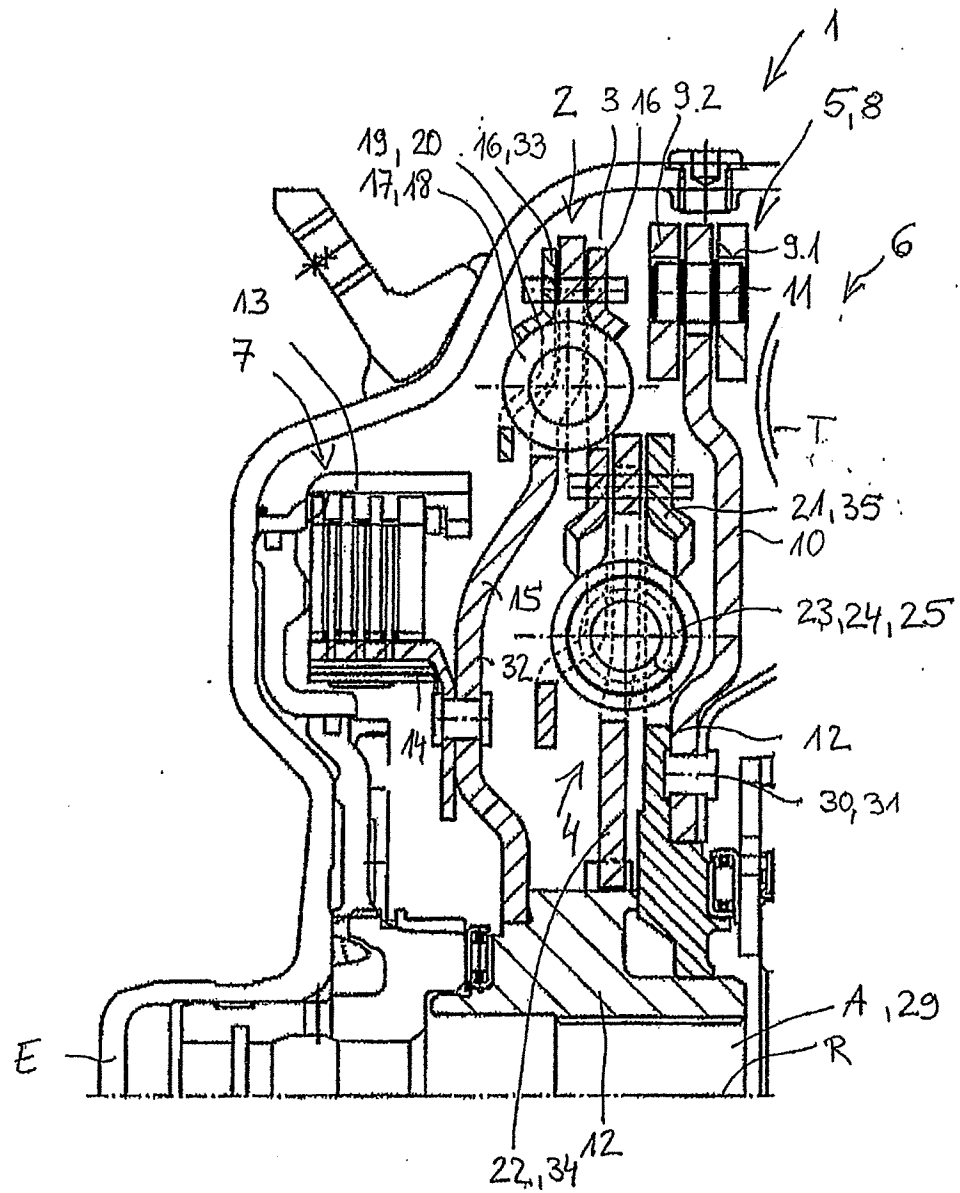


Figur 1d

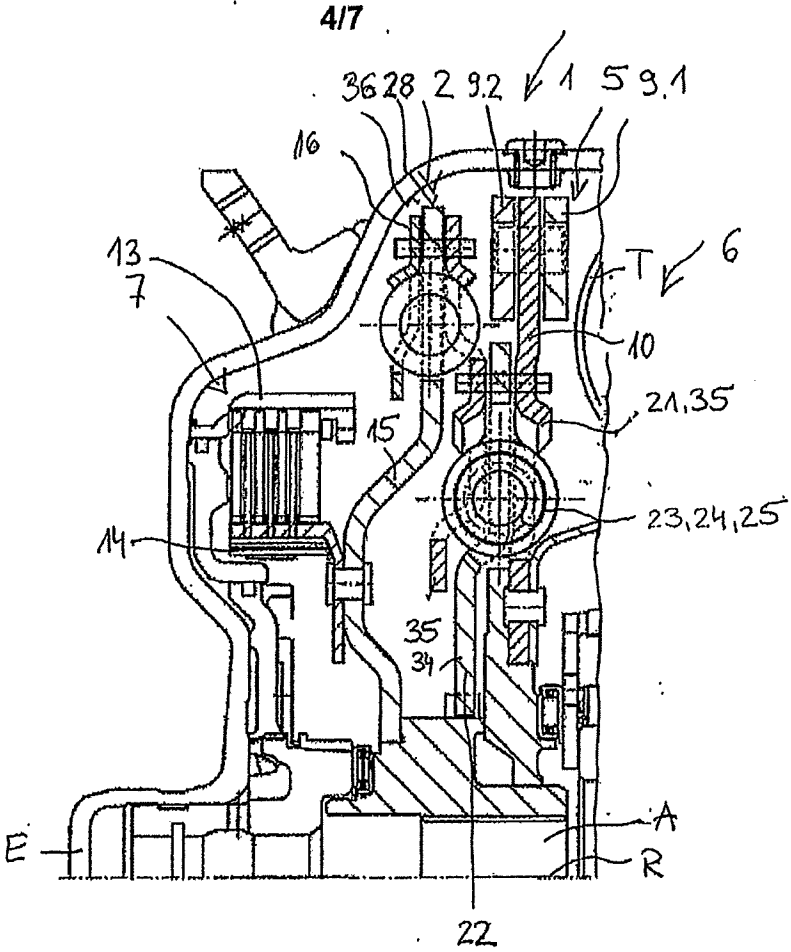


3/7

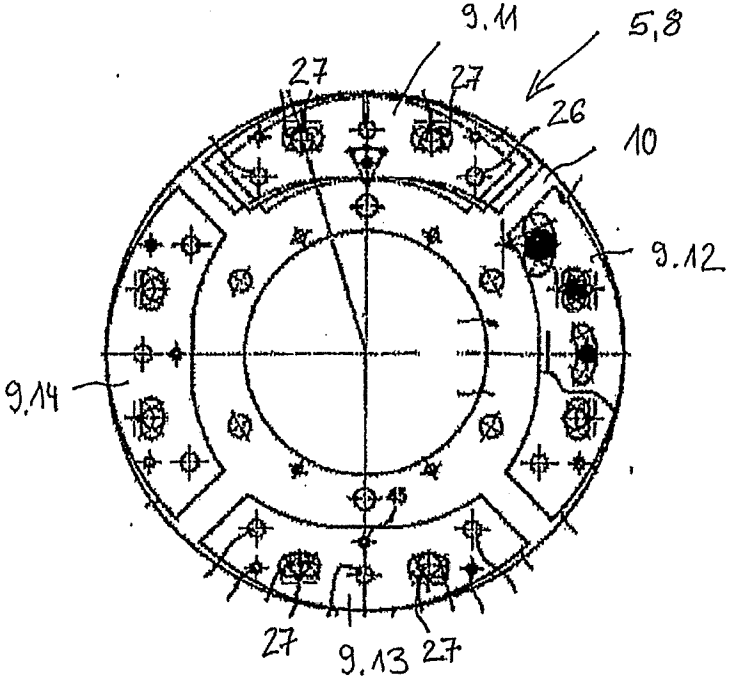
Figur 2



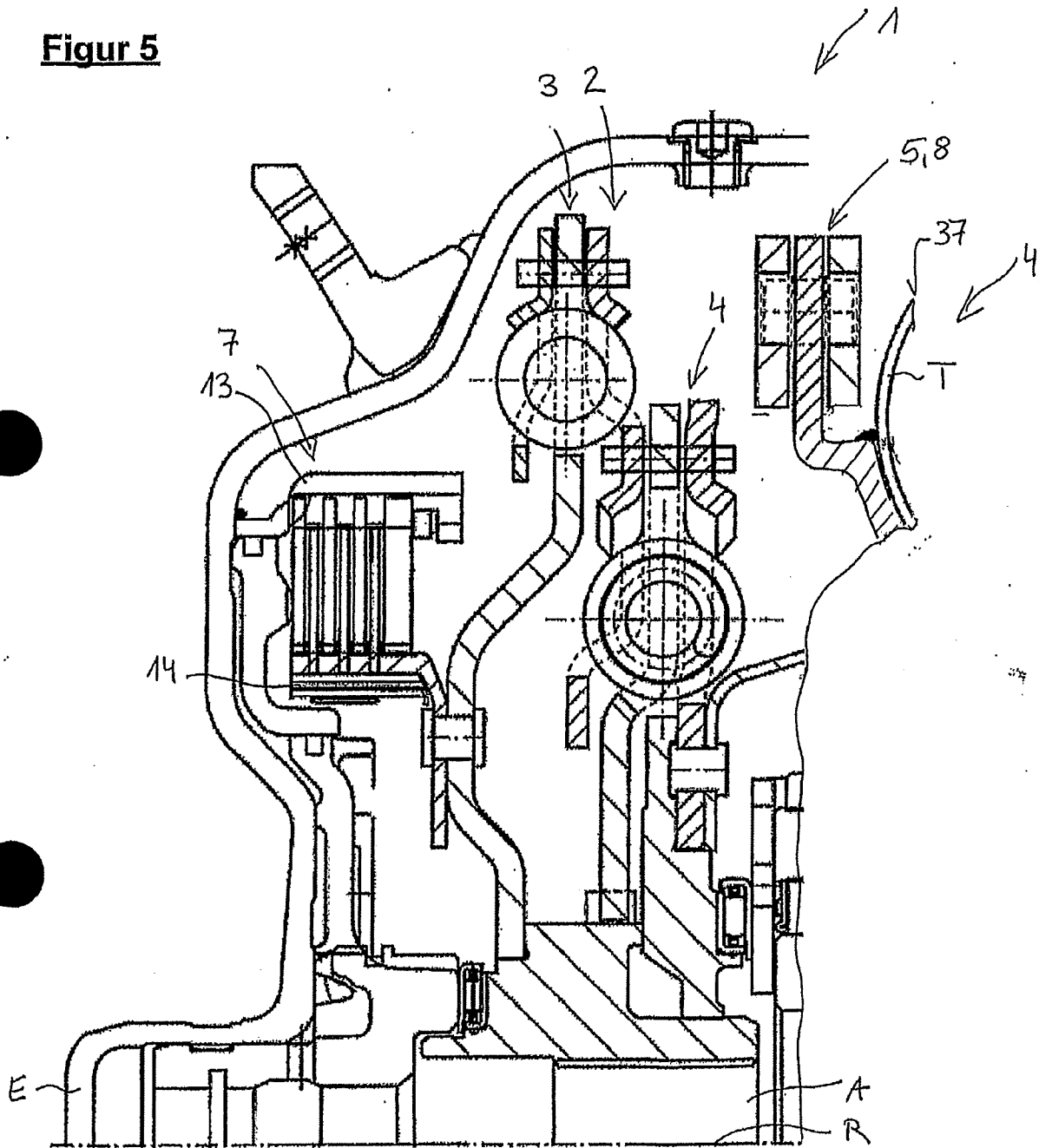
Figur 3



Figur 4

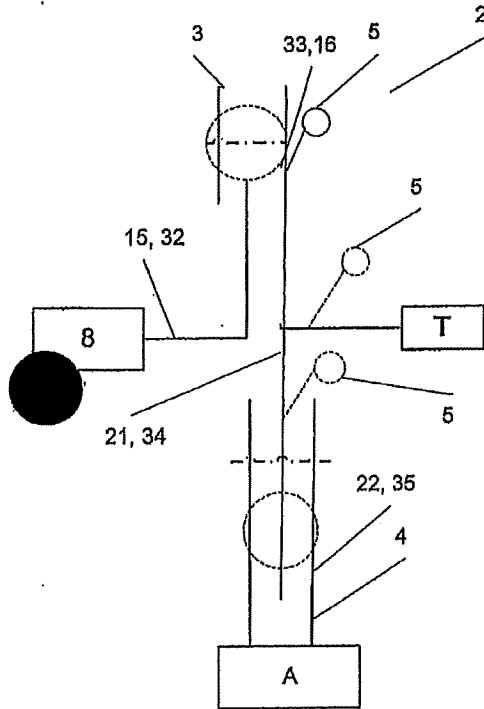


Figur 5

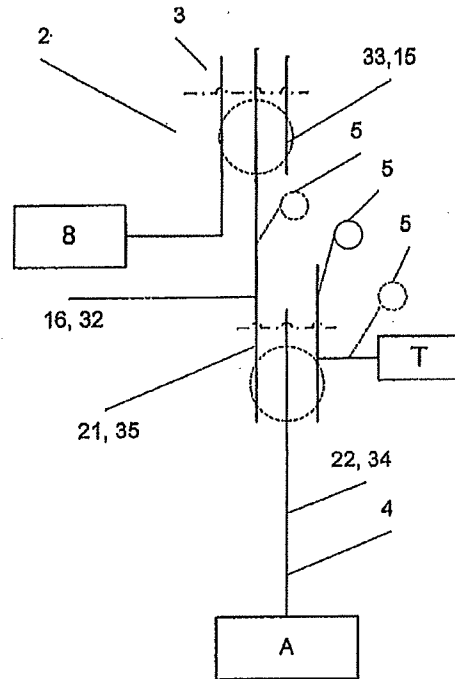


6/7

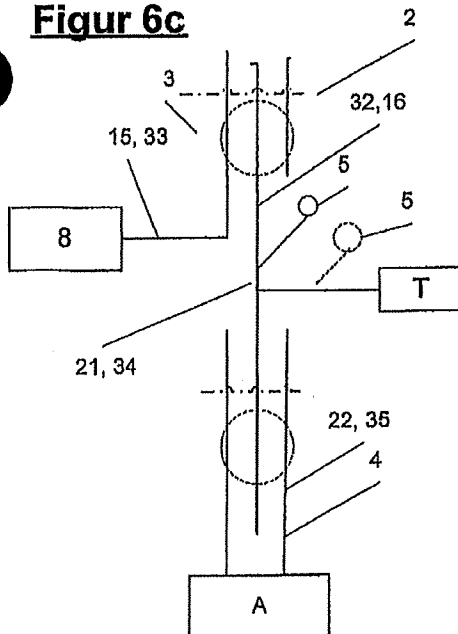
Figur 6a



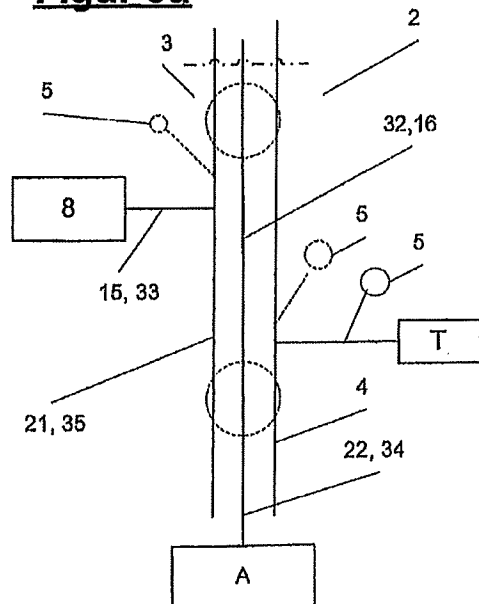
Figur 6b



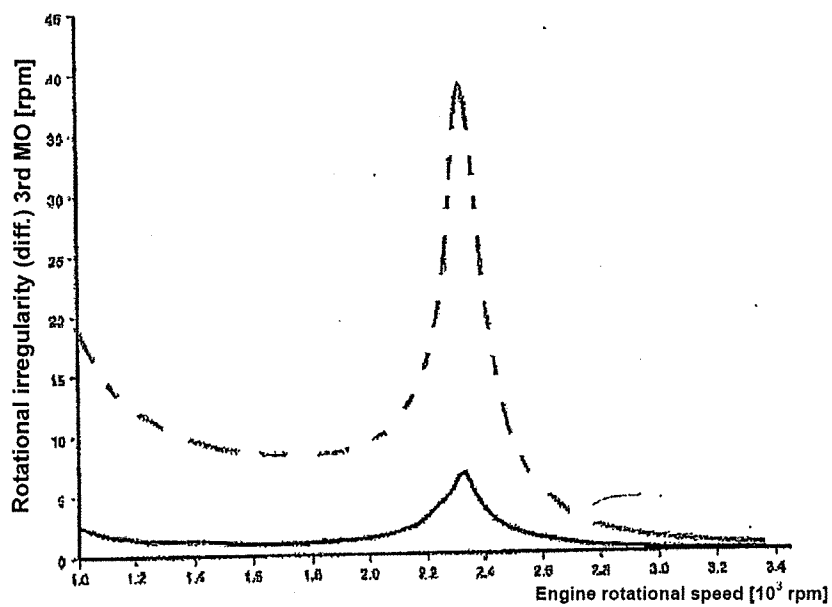
Figur 6c



Figur 6d



7/7

Figur 7

Document made available under the Patent Cooperation Treaty (PCT)

International application number: PCT/DE2008/001900

International filing date: 17 November 2008 (17.11.2008)

Document type: Certified copy of priority document

Document details: Country/Office: DE
Number: 10 2007 057 448.9
Filing date: 29 November 2007 (29.11.2007)

Date of receipt at the International Bureau: 15 December 2008 (15.12.2008)

Remark: Priority document submitted or transmitted to the International Bureau in compliance with Rule 17.1(a) or (b)



World Intellectual Property Organization (WIPO) - Geneva, Switzerland
Organisation Mondiale de la Propriété Intellectuelle (OMPI) - Genève, Suisse

BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND



**Prioritätsbescheinigung
DE 10 2007 057 448.9
über die Einreichung einer Patentanmeldung**

Aktenzeichen: 10 2007 057 448.9

Anmeldetag: 29. November 2007


Anmelder/Inhaber: LuK Lamellen und Kupplungsbau Beteiligungs KG,
77815 Bühl/DE

Bezeichnung: Kraftübertragungsvorrichtung, insbesondere zur
Leistungsübertragung zwischen einer Antriebs-
maschine und einem Abtrieb

IPC: F 16 F 15/14, F 16 D 3/12

Die angehefteten Stücke sind eine richtige und genaue Wiedergabe der Teile der am 29. November 2007 eingereichten Unterlagen dieser Patentanmeldung unabhängig von gegebenenfalls durch das Kopierverfahren bedingten Farbabweichungen.

München, den 9. September 2008
Deutsches Patent- und Markenamt
Der Präsident
Im Auftrag


Hauck

Kraftübertragungsvorrichtung, insbesondere zur Leistungsübertragung zwischen einer Antriebsmaschine und einem Abtrieb

Die Erfindung betrifft eine Kraftübertragungsvorrichtung, insbesondere zur Leistungsübertragung zwischen einer Antriebsmaschine und einem Abtrieb, umfassend einen Eingang und einen Ausgang und eine zwischen Eingang und Ausgang angeordnete Dämpferanordnung mit zumindest zwei in Reihe schaltbaren Dämpfern und einem drehzahladaptiven Tilger.

Kraftübertragungsvorrichtungen in Antriebssträngen zwischen einer Antriebsmaschine und einem Abtrieb sind in unterschiedlichster Ausführung aus dem Stand der Technik bekannt. Wird als Antriebsmaschine eine Verbrennungskraftmaschine eingesetzt, tritt an der Kurbelwelle eine die Rotationsbewegung überlagernde Drehbewegung auf, deren Frequenz sich mit der Drehzahl der Welle ändert. Zur Reduzierung werden Tilgeranordnungen eingesetzt. Bei diesen handelt es sich um eine Zusatzmasse, die über ein Federsystem an das Schwingungssystem angekoppelt ist. Die Wirkungsweise des Schwingungstilgers beruht darauf, dass bei einer bestimmten Erregerfrequenz die Hauptmasse in Ruhe verbleibt, während die Zusatzmasse eine erzwungene Schwingung ausführt. Da sich die Erregerfrequenz mit der Drehzahl der Antriebsmaschine ändert, während die Eigenfrequenz des Tilgers konstant bleibt, tritt dieser Tilgungseffekt jedoch nur bei einer bestimmten Drehzahl ein. Eine derartige Anordnung ist beispielsweise aus der Druckschrift DE 102 36 752 A1 vorbekannt. Bei dieser steht die Antriebsmaschine über mindestens ein Anfaherelement, insbesondere eine Kupplung oder einen hydrodynamischen Drehzahl-/Drehmomentwandler mit einem oder mehreren Getriebeteilen in Verbindung. Dabei ist ein schwingungsfähiges Feder-Masse-System nicht in Reihe mit dem Antriebsstrang verbunden, sondern befindet sich in Parallelschaltung zu diesem, wodurch die Elastizität des Antriebsstranges nicht beeinträchtigt wird. Dieses schwingungsfähige Feder-Masse-System fungiert als Tilger. Dieser ist gemäß einer besonders vorteilhaften Ausführung in Verbindung mit der Wandlerüberbrückungskupplung zur Vermeidung etwaiger Kraftstöße beim Schließen der Wandlerüberbrückungskupplung dieser zugeordnet. Gemäß einer Weiterbildung ist es ferner vorgesehen, dem Anfaherelement einen Torsionsdämpfer mit zwei Torsionsdämpferstufen nachzuschalten, wobei dieser sich im Kraftfluss des Antriebsstranges befindet. Dabei wird das Feder-Masse-System zwischen der ersten Torsionsdämpferstufe und der zweiten Torsionsdämpferstufe angeordnet, wodurch sich ein besonders gutes Übertragungsverhalten ergeben soll. Das Feder-Masse-System kann über eine veränderliche Eigenfrequenz zur Nutzung in einem breiteren Frequenzband verfügen, wobei diese über eine Steuerung oder Regelung beeinflussbar ist.

Aus der Druckschrift DE 197 81 582 T1 ist ferner eine Kraftübertragungsvorrichtung vorbekannt, die eine Flüssigkeitskupplung umfasst, und eine Einrichtung zur Überbrückung dieser, wobei eine Mechanismenanordnung vorgesehen ist, die der Steuerung der Relativverdrehung zwischen der Eingangs- und Ausgangseinrichtung der Leistungsübertragungseinrichtung dient.

Um die Wirkung einer Erregung über einen breiten, vorzugsweise den gesamten Drehzahlbereich einer Antriebsmaschine zu tilgen, werden entsprechend DE 198 31 160 A1 drehzahladaptive Schwingungstilger in Antriebssträngen vorgesehen, die über einen größeren Drehzahlbereich Drehschwingungen, idealerweise über den gesamten Drehzahlbereich der Antriebsmaschine tilgen können, indem die Eigenfrequenz proportional zur Drehzahl ist. Diese arbeiten nach dem Prinzip eines Kreis- beziehungsweise Fliehkraftpendels im Fliehkraftfeld, welches in bekannter Weise bereits zur Tilgung von Kurbelwellenschwingungen für Verbrennungskraftmaschinen genutzt wird. Bei diesem sind Trägheitsmassen um eine Rotationsachse pendelnd gelagert, die bestrebt sind, bei Einleitung einer Drehbewegung diese in größtmöglichem Abstand zu umkreisen. Die Drehschwingungen führen zu einer pendelnden Relativbewegung der Trägheitsmassen. Dabei sind unterschiedliche Systeme bekannt, bei denen sich die Trägheitsmassen relativ zur Drehmomenteinleitungssachse rein translatorisch auf einer kreisförmigen Bewegungsbahn bewegen oder aber wie gemäß DE 198 31 160 A1, bei welcher die Bewegungsbahn einen Krümmungsradius aufweist, der sich mit zunehmender Auslenkung der Trägheitsmasse aus der mittleren Position wenigstens abschnittsweise ändert.

Eine Anfahrereinheit, umfassend einen hydrodynamischen Drehzahl-/Drehmomentwandler sowie eine Einrichtung zur Überbrückung der Leistungsübertragung über den hydrodynamischen Drehzahl-/Drehmomentwandler ist aus der Druckschrift DE 199 26 696 A1 vorbekannt. Diese umfasst wenigstens eine Zusatzmasse, deren Schwerpunkt in Abhängigkeit von einer relativen Stellung der Getriebeelemente, bezogen auf eine Drehachse des Momentenübertragungswegs radial verlagerbar ist.

Aus der Druckschrift DE 10 2006 028 556 A1 ist eine Drehmomentübertragungsrichtung im Antriebsstrang eines Kraftfahrzeuges zur Drehmomentübertragung zwischen einer Antriebsmaschine und einem Abtrieb vorbekannt, die neben einer schaltbaren Kupplungseinrichtung mindestens eine Drehschwingungsdämpfungseinrichtung umfasst. Dieser ist eine Fliehkraftpendeleinrichtung zugeordnet, die mehrere Pendelmassen aufweist, die mit Hilfe von Laufrollen an der Pendelmassenträgereinrichtung relativ zu dieser bewegbar angelenkt sind.

Häufig finden Mehrfachdämpfer in Kraftübertragungseinheiten Verwendung, die insbesondere in einzelnen Drehzahlbereichen wirken und auf diese in optimaler Weise abstimmbare sind. Jedoch ist es auch mit diesen ohne erheblichen gesonderten Aufwand und zum Teil auch baubedingt nicht möglich, den gesamten Drehzahlbereich einer Antriebsmaschine befriedigend hinsichtlich der Schwingungsdämpfung abzudecken.

Der Erfindung liegt daher die Aufgabe zugrunde, eine Kraftübertragungsvorrichtung der eingangs genannten Art, insbesondere eine Kraftübertragungsvorrichtung mit einer Mehrfachdämpferanordnung, umfassend zumindest zwei in zumindest einer Kraftflussrichtung betrachtet in Reihe geschaltete Dämpfer weiterzuentwickeln, um Drehungleichförmigkeiten in der Kraftübertragungsvorrichtung über den gesamten Betriebsbereich der Antriebsmaschine zu verringern oder ganz abzubauen.

Die erfindungsgemäße Lösung ist durch die Merkmale des Anspruchs 1 charakterisiert. Vorteilhafte Ausgestaltungen sind in den Unteransprüchen beschrieben.

Eine erfindungsgemäß ausgeführte Kraftübertragungsvorrichtung, insbesondere zur Leistungsübertragung zwischen einer Antriebsmaschine und einem Abtrieb, umfassend eine Dämpferanordnung mit zumindest zwei in Reihe schaltbaren Dämpfern und einem drehzahladaptiven Tilger ist dadurch gekennzeichnet, dass der drehzahladaptive Tilger zumindest in einer Kraftflussrichtung über die Dämpferanordnung zwischen den Dämpfern angeordnet ist.

Unter einem drehzahladaptiven Tilger gemäß der Erfindung wird dabei eine Einrichtung verstanden, die kein Drehmoment überträgt, sondern geeignet ist, Erregungen über einen sehr breiten Bereich, vorzugsweise den vollständigen Drehzahlbereich einer Antriebsmaschine zu tilgen. Die Eigenfrequenz eines drehzahladaptiven Tilgers ist proportional zur Drehzahl, insbesondere der Drehzahl der anregenden Maschine.

Die erfindungsgemäße Lösung ermöglicht insbesondere in einer Kraftflussrichtung, welche vorzugsweise immer im Hauptarbeitsbereich genutzt wird, eine Reduzierung oder Vermeidung der Einleitung von Drehungleichförmigkeiten in den Antriebsstrang. Ferner kann das gesamte Dämpfungssystem besser an die zu tilgenden Drehschwingungen ohne erhebliche zusätzliche Modifikationen der einzelnen Dämpfer angepasst werden.

Die Kraftübertragungsvorrichtung kann verschiedenartig ausgeführt sein. Gemäß einer besonders vorteilhaften Ausgestaltung handelt es sich um eine kombinierte Anfahrereinheit, die auch als Multifunktionseinheit zum Einsatz gelangen kann. Diese umfasst eine hydrodynamische Komponente, mit zumindest einem als Pumpenrad fungierenden Primärrad und einem als Turbinenrad fungierenden Sekundärrad, die einen Arbeitsraum miteinander bilden, wobei das Turbinenrad wenigstens mittelbar drehfest mit dem Ausgang der Kraftübertragungsvorrichtung verbunden ist und die Kopplung über zumindest einen Dämpfer der Dämpferanordnung erfolgt, wobei der drehzahladaptive Tilger wenigstens mittelbar drehfest mit dem Sekundärrad verbunden ist. Der Begriff „wenigstens mittelbar“ bedeutet, dass die Kopplung entweder direkt erfolgen kann, frei von der Zwischenschaltung weiterer Übertragungselemente oder aber indirekt durch Kopplung mit weiteren Übertragungselementen beziehungsweise über diese.

Durch die Zuordnung des drehzahladaptiven Tilgers zum Turbinenrad kann dieses aufgrund der Anbindung des Turbinenrades an den Antriebsstrang, insbesondere die Dämpferanordnung vorzugsweise in allen Betriebszuständen wirksam sein.

Gemäß einer besonders vorteilhaften Ausführung ist der drehzahladaptive Tilger direkt drehfest mit dem Sekundärrad verbunden. Dadurch sind Anordnungen möglich, die unabhängig von der Dämpferanordnung realisiert werden können, aufgrund der Kopplung des Sekundärrades mit der Dämpferanordnung wird jedoch die Wirkung nicht beeinträchtigt.

Gemäß einer weiteren Ausführung ist der drehzahladaptive Tilger mit einem Dämpfer der Dämpferanordnung verbunden. Durch diese Ausführung ist eine unmittelbare Zuordnung zum Dämpfungssystem möglich. Dabei kann die Kopplung direkt mit einem Element eines Dämpfers erfolgen, das direkt drehfest mit dem Sekundärrad verbunden ist oder aber einem Element des anderen Dämpfers, das mit dem drehfest mit dem Sekundärrad verbundenen Dämpferelement des einen Dämpfers verbunden ist. Dadurch ergeben sich verschiedene Anordnungsmöglichkeiten für den drehzahladaptiven Tilger, wobei in Abhängigkeit der Bau- raumgegebenheiten die optimalste Anordnung auswählbar ist, ohne die Funktion zu beeinträchtigen.

Der drehzahladaptive Tilger kann als separat vormontierbares Bauteil ausgeführt werden. Der drehzahladaptive Tilger kann dadurch mit standardisierten Komponenten ohne die Erforderlichkeit von deren Modifizierung kombiniert werden. Ferner ist ein einfacher Austausch gegeben. Der drehzahladaptive Tilger kann ferner auf Halde vormontiert und gelagert werden.

Gemäß einer zweiten Ausführung wird der drehzahladaptive Tilger beziehungsweise Bestandteile von diesem, insbesondere der Trägheitsmassenträgereinrichtung als Bestandteil eines der Anschlusselemente ausgebildet, wobei das Anschlusselement entweder von einem Element eines Dämpfers der Dämpferanordnung oder aber bei direkter Ankopplung an das Sekundärrad beziehungsweise Turbinenrad vom Turbinenrad gebildet wird. Diese Ausführung ist zwar durch die erforderliche Modifikation der entsprechenden Anschlusselemente charakterisiert, jedoch wird dadurch insbesondere in axialer Richtung in Einbaulage, vom Eingang zum Ausgang betrachtet, Bauraum gespart, da der drehzahladaptive Tilger nicht mehr als separates Element zwischen anderen Elementen angeordnet werden muss.

Bei separater Ausführung des drehzahladaptiven Tilgers kann dieser bei der Integration über Befestigungselemente mit den Anschlusselementen verbunden werden, die ohnehin vorhanden sind, indem der Anschlussbereich des drehzahladaptiven Tilgers in den Befestigungsbereich zwischen Anschlusselementen gelegt wird und vorzugsweise die ohnehin erforderlichen Befestigungselemente zur Ankoppelung des Tilgers genutzt werden.

Bezüglich der Ausbildung der einzelnen Dämpfer selbst besteht eine Vielzahl von Möglichkeiten. Die Dämpferanordnung ist, wie bereits ausgeführt, zumindest in einer Kraftflussrichtung als Reihendämpfer ausgebildet. Die einzelnen Dämpfer der Dämpferanordnung können wiederum als einzelne Dämpfer oder aber als Reihen- oder Paralleldämpferteilanordnungen ausgeführt sein. Dadurch können die einzelnen realisierbaren Dämpfungsstufen hinsichtlich der mit diesen erzielbaren Dämpfungskennlinien weiter beeinflusst werden, und so gegebenenfalls auf bestimmte Erfordernisse optimaler abgestimmt werden.

Bezüglich der Anordnung der Dämpfer besteht eine Mehrzahl von Möglichkeiten. Diese Möglichkeiten sind jedoch wiederum abhängig von der konkreten Ausgestaltung der einzelnen Dämpfer. Dabei wird zwischen der Anordnung in funktionaler und in räumlicher Richtung unterschieden. In räumlicher Richtung, insbesondere in axialer Richtung zwischen dem Eingang und dem Ausgang der Kraftübertragungsvorrichtung betrachtet, kann die räumliche Anordnung der Dämpfer zueinander innerhalb der Dämpferanordnung in axialer und/oder radialer Richtung versetzt zueinander erfolgen. Vorzugsweise werden immer in radialer Richtung versetzte Anordnungen gewählt, da hier eine optimalere Bauraumausnutzung durch die überdeckte Anordnung möglich ist. Ferner entstehen durch die versetzte Anordnung in radialer Richtung im Bereich des Außenumfanges des einen Dämpfers in der Verlängerung in radialer Richtung des zweiten Dämpfers betrachtet, Zwischenräume, die idealerweise für die Anord-

nung des drehzahladaptiven Tilgers genutzt werden können und somit eine platzsparende Anordnung ermöglichen.

Rein funktional kann zumindest einer der Dämpfer konkret in einem der Leistungszweige angeordnet sein, ohne im anderen Leistungszweig als elastische Kupplung zu wirken. In diesem Fall fungiert der Dämpfer dann im anderen Leistungszweig als reiner Tilger. Diesbezüglich werden zwei Ausführungen unterschieden, wobei die erste durch die Anordnung des in Kraftflussrichtung ersten Dämpfers im Kraftfluss vom Eingang zum Ausgang betrachtet, im mechanischen Leistungszweig charakterisiert ist, während im zweiten Fall die Anordnung im hydrodynamischen Leistungszweig erfolgt. Der zweite Dämpfer der Dämpferanordnung ist dann beiden Zweigen funktional zwar in Reihe nachgeschaltet, jedoch als Tilger wirksam. Dadurch ist in Kraftflussrichtung vom Eingang zum Ausgang betrachtet, immer ein Dämpfer wirksam. Diesem wird, gemäß einer besonders vorteilhaften Ausführung auch der drehzahladaptive Tilger zugeordnet.

Die Ausführung des drehzahladaptiven Tilgers selbst kann vielgestaltig erfolgen. Allen Ausführungen gemeinsam ist, dass diese durch eine Trägheitsmassenträgereinrichtung charakterisiert sind, die sich in radialer Richtung erstreckt, wobei die Erstreckung als ebenes Scheibenelement oder aber als ein entsprechend geformtes Bauteil erfolgen kann. Dieses ist coaxial zur Rotationsachse der Kraftübertragungsvorrichtung angeordnet. Um diese sind an der Trägheitsmassenträgereinrichtung Trägheitsmassen pendelnd gelagert, wobei vorzugsweise jeweils beidseitig der Trägheitsmassenträgereinrichtung entsprechende Trägheitsmassen frei von Versatz zueinander angeordnet sind. Diese pendelnd gelagerten Trägheitsmassen erfahren unter dem Fliehkrafteinfluss eine Auslenkung in radialer Richtung. Das Grundprinzip des drehzahladaptiven Tilgers, welcher wie ein Fliehkraftpendel funktioniert, ist dabei durch die pendelnd gelagerten Massen an der Trägheitsmassenträgereinrichtung charakterisiert. Diese können durch Zusatzmaßnahmen weiter modifiziert werden, beispielsweise zur Verbesserung der Geräuschentwicklung oder Erweiterung ihres möglichen Wirkungsbereiches. Derartige Ausführungen sind hinlänglich aus dem Stand der Technik bekannt, weshalb hier im Einzelnen auf die Ausbildung von Fliehkraftpendeln nicht weiter eingegangen wird.

Drehzahladaptive Tilger können dabei räumlich vor der Dämpferanordnung, hinter der Dämpferanordnung zwischen den einzelnen Dämpfern der Dämpferanordnung angeordnet werden. Jede dieser Anordnungen kann im Hinblick auf die konkreten Gegebenheiten von besonderer Bedeutung sein. Anordnungen zwischen den beiden Dämpfern sind jedoch anzu-

streben, um hier ohnehin vorhandenen und unter Umständen nicht genutzten Bauraum optimal ausnutzen zu können.

Gemäß einer besonders vorteilhaften Ausführung ist der drehzahladaptive Tilger immer auf die Ordnung der Anregung der Antriebseinheit, insbesondere Antriebsmaschine ausgelegt. Dabei wird in Kraftübertragungsvorrichtungen mit hydrodynamischer Komponente der durch den Fliehölldruck verringerte Fliehkrafteinfluss auf die einzelne Trägheitsmasse mit berücksichtigt. Die Berücksichtigung erfolgt durch Ausbildung und Auslegung auf eine um einen Bereich zwischen 0,05 bis 0,5 höhere Ordnung als für Ausführungen frei von diesem, d.h. im Trockenen wirkenden Tilgern.

Die erfindungsgemäße Lösung wird nachfolgend anhand von Figuren erläutert. Darin ist im Einzelnen Folgendes dargestellt:

- | | |
|-----------------|--|
| Figuren 1a – 1d | verdeutlichen in schematisiert vereinfachter Darstellung mögliche Grundkonfigurationen von Kraftübertragungsvorrichtungen mit funktionaler Anordnung drehzahladaptiver Tilger; |
| Figur 2 | verdeutlicht anhand eines Axialschnittes eine erste Ausführung einer erfindungsgemäß ausgebildeten Kraftübertragungsvorrichtung; |
| Figur 3 | verdeutlicht anhand eines Axialschnittes eine zweite Ausführung einer erfindungsgemäß ausgebildeten Kraftübertragungsvorrichtung; |
| Figur 4 | verdeutlicht beispielhaft eine Ausführung eines drehzahladaptiven Tilgers in einer Ansicht von rechts; |
| Figur 5 | verdeutlicht eine Möglichkeit der direkten Kopplung des drehzahladaptiven Tilgers mit dem Turbinenrad; |
| Fig. 6a – 6d | verdeutlichen mögliche Konfigurationen von Dämpferanordnung mit Angabe der Anbindungsmöglichkeiten für einen drehzahladaptiven Tilger; |

Figur 7 verdeutlicht anhand eines Diagramms die Vorteile der erfindungsgemäßen Lösung gegenüber einer Ausführung frei von einem drehzahladaptiven Tilger.

Die Figur 1a verdeutlicht in schematisiert vereinfachter Darstellung den Grundaufbau einer erfindungsgemäß ausgeführten Kraftübertragungsvorrichtung 1 zur Leistungsübertragung in Antriebssträngen, insbesondere in Antriebssträngen von Fahrzeugen. Die Kraftübertragungsvorrichtung 1 dient dabei der Leistungsübertragung zwischen einer Antriebsmaschine 100, die beispielsweise als Verbrennungskraftmaschine ausgeführt sein kann, und einem Abtrieb 101. Die Kraftübertragungsvorrichtung 1 umfasst dazu zumindest einen Eingang E und zumindest einen Ausgang A. Der Eingang E ist dabei wenigstens mittelbar mit der Antriebsmaschine 100 verbunden, der Ausgang A wenigstens mittelbar mit den anzutreibenden Aggregaten 101, beispielsweise in Form eines Getriebes. „Wenigstens mittelbar“ bedeutet dabei, dass die Koppelung entweder direkt, d.h. frei von weiteren zwischengeordneten Übertragungselementen oder indirekt über weitere Übertragungselemente erfolgen kann. Die Begriffe „Eingang“ und „Ausgang“ sind dabei in Kraftflussrichtung von einer Antriebsmaschine zu einem Abtrieb betrachtet in funktionaler Weise zu verstehen und nicht auf konstruktive Detailausführungen beschränkt.

Die Kraftübertragungsvorrichtung 1 umfasst eine Dämpferanordnung 2, welche zwischen dem Eingang E und dem Ausgang A angeordnet ist. Die Dämpferanordnung 2 umfasst zumindest zwei in Reihe schaltbare Dämpfer 3 und 4, die Dämpferstufen bilden, sowie einen drehzahladaptiven Tilger 5. Unter einem drehzahladaptiven Tilger 5 wird dabei eine Vorrichtung zum Tilgen von Drehungleichförmigkeiten verstanden, über welche keine Leistungsübertragung erfolgt, sondern über die Drehschwingungen über einen größeren Drehzahlbereich, vorzugsweise den gesamten Drehzahlbereich, getilgt werden können, indem Trägheitsmassen fliehkraftbedingt bestrebt sind, eine Drehmomenteinleitungsachse mit maximalem Abstand zu umkreisen. Der drehzahladaptive Tilger 5 wird dabei von einer Fliehkraftpendelvorrichtung gebildet. Die Eigenfrequenz des Tilgers 5 ist proportional zur Drehzahl des anregenden Aggregates, insbesondere der Antriebsmaschine 100. Die Überlagerung der Drehbewegung durch Drehschwingungen führt zu einer pendelnden Relativbewegung der Trägheitsmassen. Erfindungsgemäß ist der drehzahladaptive Tilger 5 im Kraftfluss in zumindest einer der theoretisch möglichen Kraftflussrichtungen über die Dämpferanordnung 2 betrachtet zwischen den beiden Dämpfern 3 und 4 der Dämpferanordnung 2 zwischengeschaltet. Neben der Dämpfung von Schwingungen über die einzelnen Dämpfer 3 und 4 arbeitet der drehzahladaptive Tilger 5 dabei bei unterschiedlichen Frequenzen.

Für die Ausführung der Dämpfer 3, 4 der Dämpferanordnung 2 und deren Anbindung in Kraftübertragungsvorrichtungen 1 mit weiteren Komponenten bestehen eine Mehrzahl von Möglichkeiten. Dabei wird insbesondere bei Ausführungen mit hydrodynamischer Komponente 6 und Einrichtung 7 zu deren zumindest teilweisen Überbrückung zwischen Ausführungen mit einer Reihenschaltung der Dämpfer 3 und 4 in ihrer Funktion als elastische Kupplung, d.h. Drehmomentenübertragung und Dämpfung in beiden Leistungszweigen oder aber zumindest bei Leistungsübertragung über eine der Komponenten mit Reihenschaltung der Dämpfer 3, 4 als elastische Kupplungen und bei Leistungsübertragung über die andere Komponente mit Wirkung eines der Dämpfer 3 oder 4 als elastische Kupplung und Wirkung des anderen Dämpfers 4 oder 3 als Tilger unterschieden.

Die Figur 1b verdeutlicht eine besonders vorteilhafte Ausführung der Kraftübertragungsvorrichtung 1 mit einer Dämpferanordnung 2 mit integriertem drehzahladaptiven Tilger 5, umfassend zumindest eine hydrodynamische Komponente 6 und eine Einrichtung 7 zur zumindest teilweisen Umgehung der Kraftübertragung über die hydrodynamische Komponente 6. Die hydrodynamische Komponente 6 umfasst zumindest ein bei Kopplung mit dem Eingang E und Kraftflussrichtung vom Eingang E zum Ausgang A als Pumpenrad P fungierendes Primärrad und ein wenigstens mittelbar mit dem Ausgang A drehfest gekoppeltes und bei Leistungsübertragung von Eingang E zum Ausgang A als Turbinenrad T fungierendes Sekundärrad, die einen Arbeitsraum AR bilden. Die hydrodynamische Komponente 6 kann als hydrodynamische Kupplung, welche mit Drehzahlwandlung arbeitet, ausgebildet sein oder aber in einer besonders vorteilhaften Ausführung als hydrodynamischer Drehzahl-/Drehmomentwandler, wobei bei Leistungsübertragung über den hydrodynamischen Drehzahl-/Drehmomentwandler immer gleichzeitig eine Drehmoment- und Momentenwandlung erfolgt. In diesem Fall umfasst die hydrodynamische Komponente 6 zumindest noch ein weiteres sogenanntes Leitrad L, wobei dieses je nach Ausführung entweder ortsfest oder aber drehbar gelagert sein kann. Das Leitrad L kann sich ferner über einen Freilauf abstützen. Die hydrodynamische Komponente 6 ist dabei zwischen dem Eingang E und dem Ausgang A angeordnet. Diese beschreibt im Kraftfluss zwischen Eingang E und Ausgang A über die hydrodynamische Komponente 6 betrachtet einen ersten Leistungszweig I. Die Einrichtung 7 zur Umgehung der hydrodynamischen Komponente 6 ist vorzugsweise in Form einer sogenannten Überbrückungskupplung, bei welcher es sich im einfachsten Fall um eine schaltbare Kupplungseinrichtung handeln. Diese kann als synchron schaltbare Kupplungseinrichtung ausgeführt sein. In der Regel wird diese jedoch als reibschlüssige Kupplung, vorzugsweise in Scheibenbauweise ausgeführt. Die Kupplungseinrichtung ist ebenfalls zwischen dem Eingang E und dem Ausgang A angeordnet und beschreibt bei Leistungsübertragung über diese einen zweiten Leistungszweig II, in wel-

chem die Leistungsübertragung mechanisch erfolgt. Dabei ist die Dämpferanordnung 2 der Einrichtung 7 in Kraftflussrichtung vom Eingang E zum Ausgang A nachgeordnet und des Weiteren der hydrodynamischen Komponente 6. Der drehzahladaptive Tilger 5 ist damit sowohl der hydrodynamischen Komponente 6 als auch der mechanischen Kupplung in Kraftflussrichtung vom Eingang E zum Ausgang A betrachtet nachgeordnet. Dies wird dadurch erreicht, dass der drehzahladaptive Tilger 5 in Form des Fliehkraftpendels wenigstens mittelbar drehfest mit dem als Turbinenrad T in zumindest einem Betriebszustand fungierenden Sekundärrad der hydrodynamischen Komponente 6 und ferner auch mit dem Ausgang der Einrichtung 7 verbunden ist.

Die Figuren 1a und 1b verdeutlichen lediglich in schematisiert stark vereinfachter Darstellung die Grundanordnung in einer erfindungsgemäßen Kraftübertragungsvorrichtung 1 mit einem drehzahladaptiven Tilger 5 zwischen zwei in Reihe schaltbaren Dämpfern 3 und 4, wobei die Dämpfer 3 und 4 zumindest in einer der Kraftflussrichtungen, hier in beiden in Reihe geschaltet sind und als Vorrichtungen zur Dämpfung von Schwingungen wirken, das heißt quasi als elastische Kupplung, unabhängig davon, wie die einzelnen Dämpfer 3 und 4 tatsächlich ausgeführt sind.

Die Figuren 1c und 1d verdeutlichen in schematisiert vereinfachter Darstellung entsprechend Figur 1b in Analogie eine weitere erfindungsgemäße ausgestaltete Kraftübertragungsvorrichtung, wobei jedoch hier die beiden Dämpfer 3 und 4 jeweils nur in einer Kraftflussrichtung in einem Leistungsweig I oder II in ihrer Funktion als elastische Kupplung in Reihe geschaltet sind. Gemäß Figur 1c ist dabei die Anordnung aus den beiden in Reihe geschalteten Dämpfern 3 und 4 im Kraftfluss in Kraftflussrichtung, zwischen Eingang E und Ausgang A betrachtet, immer dem mechanischen Leistungsweig II nachgeschaltet. Die Anbindung der hydrodynamischen Komponente 6, insbesondere dem Turbinenrad T, erfolgt hier zwischen den beiden Dämpfern 3 und 4. Der drehzahladaptive Tilger 5 ist dabei in Kraftflussrichtung auch hier der hydrodynamischen Komponente 6 nachgeordnet. Dieser ist ebenfalls zwischen den beiden Dämpfern 3 und 4 angeordnet, wobei die Anbindung entweder direkt am Turbinenrad T oder aber an der Verbindung beziehungsweise im Bereich der Anbindung des Turbinenrades T an den Dämpfer 4 erfolgt.

Demgegenüber verdeutlicht die Figur 1d eine Ausführung, bei welcher die beiden Dämpfer 3 und 4 in Reihenschaltung im Kraftfluss vom Eingang E zum Ausgang A immer der hydrodynamischen Komponente 6 nachgeordnet sind, wobei bei mechanischer Leistungsübertragung

der Dämpfer 3 als Tilger wirkt, während der Dämpfer 4 vollständig als Vorrichtung zur Dämpfung von Schwingungen in Form einer elastischen Kupplung wirksam ist. Auch hier erfolgt die Anbindung des drehzahladaptiven Tilgers 5 entweder unmittelbar dem Dämpfer 4 vorgeschaltet, und ist damit bei Leistungsübertragung über die hydrodynamische Komponente 6 mit dem Turbinenrad T wenigstens mittelbar, hier indirekt über den Dämpfer 3 gekoppelt. Ferner ist in dieser Ausführung auch bei rein mechanischer Leistungsübertragung im zweiten mechanischen Leistungsweig II der drehzahladaptive Tilger 5 immer wirksam, da dieser mit dem Dämpfer 4 zusammengeschaltet ist.

Die Figuren 2 und 3 verdeutlichen beispielhaft zwei besonders vorteilhafte Ausführungen erfindungsgemäß ausgestalteter Kraftübertragungsvorrichtungen 1 einer Konfiguration gemäß Figur 1c anhand eines Ausschnittes aus einem Axialschnitt durch diese.

Die Figur 2 verdeutlicht dabei eine Ausführung mit separater Ausbildung des drehzahladaptiven Tilgers 5 und Anbindung an die Dämpferanordnung 2. Dieser ist als Fliehkraftpendeleinrichtung 8 ausgebildet und umfasst eine, vorzugsweise mehrere Trägheitsmassen 9.1, 9.2, die an einer Trägheitsmassenträgereinrichtung 10 relativ gegenüber dieser bewegbar gelagert sind. Dabei erfolgt beispielsweise die Lagerung über Laufrollen 11. Die Trägheitsmassenträgereinrichtung 10 ist hier als scheibenförmiges Element ausgeführt, welches einen Nabenteil 12 bildet, der in radialer Richtung bezogen auf die Rotationsachse R im radial inneren Bereich des scheibenförmigen Elementes ausgebildet ist oder aber auch mit einem derartigen Nabenteil 12 verbunden sein kann. Die Trägheitsmasseneinrichtung 10 ist vorzugsweise als ebenes scheibenförmiges Element oder zumindest ringscheibenförmiges Element ausgeführt. Denkbar sind auch Ausführungen mit im Querschnitt betrachtet ausgeformter Gestaltung, beispielsweise in Form von Blechformteilen. Vorzugsweise sind beidseits der Trägheitsmassenträgereinrichtung 10 Trägheitsmassen 9.1 und 9.2 vorgesehen. Diese sind vorzugsweise im Bereich des radial äußeren Durchmessers der Trägheitsmassenträgereinrichtung 10 über die Laufbahn 11 an dieser pendelnd gelagert. Aufgrund des Fliehkrafteinflusses stellen sich die Trägheitsmassen 9.1, 9.2 zumindest in radialer Richtung nach außen, ferner kann wenigstens eine Trägheitsmasse 9.1, 9.2 ausgehend von einer mittleren Position, in der sich der größte Abstand ihres Schwerpunktes S von der Mittenachse M, die der Rotationsachse R der Kraftübertragungsvorrichtung 1 entspricht, einstellt, relativ zum Nabenteil 12 entlang einer Bewegungsbahn in Auslenkungsposition hin und her bewegen, wobei sich der Abstand des Schwerpunktes S der wenigstens eine Trägheitsmasse 9.1, 9.2 gegenüber der mittleren Position verändert. Die Trägheitsmassenträgereinrichtung 10 wird hier von einem separaten Ele-

ment gebildet. Dadurch ist die gesamte Fliehkraftpendeleinheit 8 separat vormontierbar und kann als Baueinheit separat gelagert und gehandhabt werden.

Die Kraftübertragungsvorrichtung 1 umfasst eine hydrodynamische Komponente 6, wobei hier lediglich ein Ausschnitt des als Turbinenrad T fungierenden Sekundärrades dargestellt ist, welches wenigstens mittelbar drehfest mit dem Ausgang A gekoppelt ist. Der Ausgang A wird hier beispielsweise von einer lediglich angedeuteten Welle 29, welche gleichzeitig beim Einsatz in Antriebssträngen für Kraftfahrzeuge von einer Getriebeeingangswelle gebildet werden kann oder einem mit dieser drehfest koppelbaren Element, insbesondere Nabe 12, gebildet. Die Nabe 12 wird auch als Dämpfernabe bezeichnet. Die Kopplung des Turbinenrades T mit dem Ausgang A erfolgt hier über die Dämpferanordnung 2, insbesondere den zweiten Dämpfer 4. Die Dämpferanordnung 2 umfasst zwei in Reihe schaltbare Dämpfer 3 und 4, wobei diese jeweils eine Dämpferstufe bilden und die beiden Dämpferstufen in radialer Richtung zueinander versetzt angeordnet sind und somit eine erste äußere und eine zweite innere Dämpferstufe bilden. Die Dämpfer 3 und 4 sind hier als Einzeldämpfer ausgeführt. Denkbar ist jedoch auch eine Ausbildung dieser als Reihen- oder Paralleldämpfer. Dabei ist vorzugsweise zur Realisierung der platz- und bauraumsparenden Anordnung die erste radiale Dämpferstufe als radial äußere Dämpferstufe ausgeführt, das heißt, diese ist auf einem größeren Durchmesser angeordnet als die zweite radial innere Dämpferstufe. Die beiden Dämpfer 3 und 4 beziehungsweise die durch diese gebildeten Dämpferstufen sind im Kraftfluss zwischen dem Eingang E und dem Ausgang A betrachtet über die Einrichtung 7 zur Umgehung der hydrodynamischen Komponente 6 in Form der Überbrückungskupplung in Reihe geschaltet. Die Einrichtung 7 zur Überbrückung in Form der Überbrückungskupplung umfasst dabei einen ersten Kupplungsteil 13 und einen zweiten Kupplungsteil 14, die wenigstens mittelbar miteinander drehfest in Wirkverbindung bringbar sind, das heißt direkt oder indirekt über weitere Übertragungselemente. Die Kopplung erfolgt hier über Reibpaarungen, die von den ersten und zweiten Kupplungsteilen 13 und 14 gebildet werden. Der erste Kupplungsteil 13 ist dabei wenigstens mittelbar drehfest mit dem Eingang E, vorzugsweise direkt mit diesen verbunden, während der zweite Kupplungsteil 14 wenigstens mittelbar drehfest mit der Dämpferanordnung 2 gekoppelt ist, insbesondere dem ersten Dämpfer 3, vorzugsweise direkt mit dem Eingang des ersten Dämpfers 3. Erster und zweiter Kupplungsteil 13 und 14 umfassen im dargestellten Fall ein Innenlamellenpaket und ein Außenlamellenpaket, wobei hier im dargestellten Fall das Innenlamellenpaket aus in axialer Richtung an einem Innenlamellenträger gelagerten Innenlamellen besteht, die in axialer Richtung ausgerichtete Flächenbereiche ausbilden, die mit dazu komplementären Flächenbereichen an den am Außenlamellenträger des ersten Kupplungsteiles 13 angeordneten Außenlamellen in Wirkverbindung bringbar sind. Zumindest ein Teil der

Innen- und ein Teil der Außenlamellen sind dazu in axialer Richtung an dem jeweiligen Lamellenträger verschiebbar gelagert. Der zweite Kupplungsteil 14 ist hier mit einem in Kraftflussrichtung vom Eingang E zum Ausgang A als Eingangsteil des Dämpfers 3 fungierenden Element gekoppelt. Dieses wird als Primärteil 15 bezeichnet. Ferner umfasst der erste Dämpfer 3 einen Sekundärteil 16, wobei Primärteil 15 beziehungsweise Sekundärteil 16 über Mittel zur Drehmomentübertragung 17 und Mittel zur Dämpfungskopplung 18 miteinander gekoppelt sind, wobei die Mittel zur Dämpfungskopplung 18 von den Mitteln zur Drehmomentübertragung 17 und im einfachsten Fall von elastischen Elementen 19, insbesondere Federeinheiten 20, gebildet werden. Primärteil 15 und Sekundärteil 16 sind dabei in Umfangsrichtung relativ zueinander begrenzt verdrehbar. Dies gilt in Analogie auch für den zweiten Dämpfer 4, welcher hier als radial innen liegender Dämpfer und damit innerer Dämpfer ausgeführt ist. Dieser umfasst ebenfalls einen Primärteil 21 und einen Sekundärteil 22, die über Mittel zur Drehmomentübertragung 23 und Mittel zur Dämpfungskopplung 24 miteinander gekoppelt sind, wobei Primär- und Sekundärteil 21, 22 koaxial zueinander angeordnet sind und relativ zueinander begrenzt in Umfangsrichtung gegeneinander verdrehbar sind. Auch hier können die Mittel 23 zur Drehmomentübertragung von den Mitteln 24 zur Dämpfungskopplung gebildet werden beziehungsweise können diese in einem Bauelement funktional vereinheitlicht werden, vorzugsweise in Form von Federeinheiten 25. Primärteile und Sekundärteile 15, 16 beziehungsweise 21 und 22 der beiden Dämpfer 3 und 4 können dabei einteilig oder mehrteilig ausgeführt sein. Vorzugsweise ist jeweils einer der beiden aus zwei miteinander drehfest gekoppelten Scheibenelementen ausgeführt, zwischen denen der jeweils andere Teil - Sekundärteil 22, 16 oder Primärteil 21, 15 - angeordnet ist.

Im dargestellten Fall fungieren hier jeweils der Primärteil 15 beziehungsweise 21 bei Leistungsübertragung zwischen dem Eingang E und dem Ausgang A als Eingangsteil, während der Sekundärteil 16 beziehungsweise 22 als Ausgangsteil des jeweiligen Dämpfers 3, 4 fungiert. Der Eingangsteil und damit der Primärteil 15 des ersten Dämpfers 3 wird von einem scheibenförmigen Element in Form eines Mitnahmeflansches 32 gebildet. Der Sekundärteil 16 wird von zwei scheibenförmigen, auch als Mitnehmerscheiben 33 bezeichneten Elementen gebildet, die in axialer Richtung beidseitig des Primärteils 15 angeordnet und drehfest miteinander gekoppelt sind. Dabei ist der Sekundärteil 16 des ersten Dämpfers 3 mit dem Primärteil 21 des zweiten Dämpfers 4 drehfest verbunden oder bildet mit diesem eine bauliche Einheit, wobei auch eine integrale Ausführung zwischen Primärteil 21 und Sekundärteil 16 möglich ist. Der Primärteil 21 des zweiten Dämpfers 4 wird hier von zwei scheibenförmigen, auch als Mitnehmerscheiben 35 bezeichneten Elementen gebildet, während der Sekundärteil 22 von einem zwischen diesen in axialer Richtung angeordneten scheibenförmigen Element, insbesondere

re Flansch 34 gebildet wird, das heißt von einer Zwischenscheibe, die drehfest mit dem Ausgang A, hier insbesondere der Nabe 12, verbunden ist. Der Primärteil 21 des zweiten Dämpfers 4 ist ferner drehfest mit dem Turbinenrad T, insbesondere Sekundärrad der hydrodynamischen Komponente 6 verbunden. Die Kopplung 30 erfolgt im einfachsten Fall über kraft- und/oder formschlüssige Verbindungen. Im dargestellten Fall ist eine Verbindung in Form einer Nietverbindung gewählt, wobei die Nieten entweder als extrudierte Nieten oder als separate Nieten ausgeführt sein können. Ferner wird die Verbindung zwischen dem Sekundärteil 22 und dem Turbinenrad T genutzt, um die Kopplung 31 mit dem drehzahladaptiven Tilger 5 zu ermöglichen. Der drehzahladaptive Tilger 5, insbesondere die Trägheitsmassenträgereinrichtung 10 in Form eines scheibenförmigen Elementes, ist hier in axialer Richtung zwischen dem von Mitnehmerscheiben 35 ausgebildeten Primärteil 21 des zweiten Dämpfers 4 und dem Turbinenrad T beziehungsweise einem drehfest mit diesem gekoppelten Element angeordnet und verbunden. Bei dieser Ausführung ist aufgrund der separaten Bauweise keine besondere Spezifikation in der Ausgestaltung der Dämpferanordnung 2 erforderlich. Hier können standardisierte Bauteile gewählt werden, die um den drehzahladaptiven Tilger 5 ergänzt werden können. Der drehzahladaptive Tilger 5 kann somit als separat handelbare Baueinheit vormontiert und auch ausgetauscht werden. Ferner kann dieser beziehungsweise können Teile von diesen, insbesondere die Trägheitsmassen 9.1, 9.2 unter Ausnutzung des Bauraumes in radialer Richtung über dem zweiten Dämpfer 4 angeordnet werden. Die Anordnung des Tilgers 5 erfolgt hier in axialer Richtung betrachtet räumlich zwischen Dämpferanordnung 2 und hydrodynamischer Komponente 6.

Demgegenüber verdeutlicht die Figur 3 eine besonders vorteilhafte Weiterentwicklung gemäß der Figur 2, bei welcher der drehzahladaptive Tilger 5 Bestandteil eines Elementes der Dämpferanordnung 2, insbesondere des Primärteils 21 des zweiten Dämpfers 4 ist. Bei dieser Ausführung bilden dabei zumindest eine Mitnehmerscheibe 35 des Primärteils 21 und die Trägheitsmassenträgereinrichtung 10 eine bauliche Einheit beziehungsweise werden von einem Bauteil gebildet. Dazu ist die Mitnehmerscheibe 35 in radialer Richtung in Richtung des Innenumfanges 36 hin verlängert und erstreckt sich mit seiner Erstreckung bis in den Bereich des Außenumfanges 28 des ersten Dämpfers 3 in radialer Richtung oder darüber hinaus. Insbesondere bei der in der Figur 3 dargestellten Anordnung der beiden Dämpfer 3 und 4 mit Versatz in axialer Richtung und in radialer Richtung kann somit der dadurch gewonnene beziehungsweise frei zur Verfügung stehende Bauraum optimal ausgenutzt werden.

Die Ausführung eines drehzahladaptiven Tilgers kann vielgestaltig erfolgen. Stellvertretend wird hier unter anderem auf die Druckschriften DE 10 2006 028 556 A1 sowie DE 198 31 160

A1 verwiesen. Der Offenbarungsgehalt dieser Druckschriften bezüglich der Ausführung drehzahladaptiver Schwingungstilger wird hiermit vollumfänglich in die vorliegende Anmeldung mit aufgenommen. Schwingungstilger sind dann drehzahladaptiv, wenn diese Drehschwingungen über einen großen Drehzahlbereich, idealerweise über den gesamten Drehzahlbereich der Antriebsmaschine tilgen können. Die Trägheitsmassen 9.1, 9.2 sind dabei fliehkraftbedingt bestrebt, sich in einem größtmöglichen Radius gegenüber der Drehmomenteinleitungsachse zu bewegen. Durch die Überlagerung der Drehbewegung durch die Drehschwingungen kommt es zu einer pendelnden Relativbewegung der Trägheitsmassen 9.1, 9.2. Diese stellen sich in ihrer Lage alleine aufgrund der Fliehkraft beziehungsweise ihres Gewichtes ein, dies gilt auch für die Rückstellung. Keine separate Rückstellkraft ist vorhanden. Ferner ist die Eigenfrequenz proportional zur Drehzahl, so dass die Drehschwingungen mit Frequenzen, die der Wellendrehzahl n in gleicher Weise proportional sind, über einen großen Drehzahlbereich tilgbar sind. Dabei bewegen sich bei Tilgern 5 die Trägheitsmassen 9.1, 9.2 relativ zum Nabeanteil rein translatorisch auf einer kreisförmigen Bewegungsbahn. Aus der Druckschrift DE 198 31 160 A1 ist eine Ausführung bekannt, bei welcher die Bewegungsbahn beispielsweise ferner durch einen Krümmungsradius charakterisiert ist, der mit zunehmender Auslenkung der Trägheitsmassen 9.1, 9.2 aus der mittleren Position sich wenigstens abschnittsweise ändert. Dies gilt auch für die Ausführung aus DE 10 2006 028 556 A1. Eine derartige Ausführung ist in einer Seitenansicht beispielhaft als eine Ausführung eines drehzahladaptiven Tilgers 5 in der Figur 4 wiedergegeben. Dies ist ein Beispiel. Andere Ausführungen sind denkbar. Erkennbar ist hier die Ausgestaltung eines ringscheibenförmigen Elementes als Trägheitsmassenträgereinrichtung 10 und die daran in Umfangsrichtung gleichmäßig verteilt angeordneten einzelnen Trägheitsmassen 9.1 bis 9.n. Im dargestellten Fall sind vier Trägheitsmassen in Form von Pendelmassen 9.11 bis 9.14 bewegbar angebracht. Diese werden mit Hilfe von ummantelten Stufenbolzen 26 und mit Hilfe von Laufrollen 27 bewegbar an der Pendelmassträgereinrichtung 10 gehalten.

Verdeutlichen die Figuren 2 und 3 besonders vorteilhafte Einsatzmöglichkeiten in einer Kraftübertragungsvorrichtung 1, sind ferner weitere Anordnungen denkbar. Die Figur 5 verdeutlicht in schematisiert vereinfachter Darstellung die direkte Kopplung des drehzahladaptiven Tilgers 5 mit dem Turbinenrad T der hydrodynamischen Komponente 6. Da das Turbinenrad T der hydrodynamischen Komponente drehfest mit dem Primärteil 21 des zweiten Dämpfers 4 verbunden ist, entweder direkt oder über weitere Zwischenelemente, ist auch hier im Kraftfluss zwischen dem Eingang E und dem Ausgang A eine Zwischenschaltung des Tilgers 5 zwischen die beiden Dämpfer 3 und 4 gegeben. Die Anordnung am Turbinenrad T kann dabei im Bereich des radialen Außenumfanges 37 des Turbinenrades T erfolgen, dabei kann die

Anordnung auf einem Radius gleich oder größer der radialen Erstreckung des Turbinenrades T erfolgen oder kleiner und in axialer Richtung quasi neben diesem.

Weitere Anbindungen sind in schematisiert vereinfachter Darstellung in den Figuren 6a bis 6d beschrieben. Bei der Ausführung gemäß Figur 6a ist beispielhaft der erste Dämpfer 3 in Analogie zu dem in den Figuren 2 und 3 beschriebenen Ausführungen aufgebaut. Der zweite Dämpfer 4 ist dadurch charakterisiert, dass der Primärteil 21 von der Zwischenscheibe gebildet wird und der Sekundärteil 22, welcher mit dem Ausgang A drehfest gekoppelt ist, von zwei in axialer Richtung neben der Zwischenscheibe 34 angeordneten Seitenscheiben 35 gebildet wird. In diesem Fall ist der drehzahladaptive Tilger 5 drehfest mit der Verbindung zwischen dem Sekundärteil 16 des ersten Dämpfers 3 in Form der Mitnehmerscheiben 33 und der Zwischenscheibe 34 in Form des Sekundärteiles 22 des zweiten Dämpfers angeordnet, vorzugsweise drehfest mit der Mitnehmerscheibe 33 verbunden. Dies gilt in Analogie auch für das Turbinenrad T.

In einer weiteren Ausführung, bei welchen die Dämpferanordnung 2 einen ersten Dämpfer 3 umfasst, bei welchem der Primärteil 15 beispielsweise von zwei Mitnehmerscheiben 33 gebildet wird, die wenigstens mittelbar mit dem Eingang E gekoppelt sind, und der Sekundärteil 16 von einer Zwischenscheibe in Form eines Flansches 32 gebildet wird, kann die Kopplung des Sekundärteiles 16 entweder mit dem als Mitnehmerscheibe 35 ausgebildeten Primärteil 21 oder von einer Zwischenscheibe beziehungsweise Flansch 34 gebildeten Primärteil 21 des zweiten Dämpfers 4 erfolgen. Gemäß Figur 6b ist der Primärteil 21 des zweiten Dämpfers 4 in Analogie zu den Ausführungen gemäß Figuren 2 und 3 ausgestaltet, das heißt wird von zwei beziehungsweise einer Mitnehmerscheibe 35 gebildet. Der Sekundärteil 22 wird vom Flansch 34 gebildet. Der Primärteil 15 des ersten Dämpfers 3 wird von zwei drehfest miteinander gekoppelten Mitnehmerscheiben 33 und der Sekundärteil 16 von einem Flansch 32 gebildet. Der Sekundärteil 16, in Form des Flansches 32 bildet dabei eine bauliche Einheit mit den Mitnehmerscheiben 35 beziehungsweise einer der Mitnehmerscheiben 35 und damit des Primärteiles 21 des zweiten Dämpfers 4. Denkbar ist auch, diese Bauteile von separaten Elementen zu bilden und drehfest miteinander zu koppeln. Auch sind die Mitnehmerscheiben 33, 35 sowohl des ersten als auch des zweiten Dämpfers 3, 4, jeweils drehfest miteinander gekoppelt, wobei die Kopplung verschiedenartig erfolgen kann. Das Turbinenrad T der hydrodynamischen Komponente 6 ist bei dieser Ausführung mit dem Primärteil 21, insbesondere den Mitnehmerscheiben 35 gekoppelt. Bezüglich der Anordnung des drehzahladaptiven Tilgers 5 bestehen auch hier eine Vielzahl von Möglichkeiten. Dieser kann entweder direkt mit dem Turbinenrad T, dem Primärteil 21 des zweiten Dämpfers 4, insbesondere einer der Mitnehmerscheiben 35,

gekoppelt sein oder aber mit dem Flansch 32 des ersten Dämpfers 3. Die einzelnen Anordnungsmöglichkeiten sind hier in strichpunktierter Darstellung wiedergegeben.

Demgegenüber verdeutlicht die Figur 6c eine Ausbildung des ersten Dämpfers 3 gemäß Figur 6b und allerdings wird hier der Primärteil 21 des zweiten Dämpfers 4 vom Flansch 34 gebildet. Der Sekundärteil 22 wird von den Mitnehmerscheiben 35 gebildet. Die Anbindung des Turbinenrades T erfolgt in diesem Fall an den Flansch 34. Der drehzahladaptive Tilger 5 wird dann entweder direkt mit dem Turbinenrad T oder dem Flansch 34 gekoppelt, welcher gleichzeitig den Flansch 32 des ersten Dämpfers 3 bildet.

In der Figur 6c wirkt dabei der zweite Dämpfer 4 im hydrodynamischen Leistungsweig I als elastische Kupplung, der erste Dämpfer 3 als Tilger. Dies gilt in Analogie auch für die Ausführung gemäß den Figuren 6a und 6b.

Verdeutlichen die Figuren 6a und 6b Ausführungen, bei denen die Anordnung der beiden Dämpfer in axialer Richtung räumlich vom Eingang E zum Ausgang A der Kraftübertragungsvorrichtung 1 betrachtet, versetzt zueinander angeordnet sind, verdeutlicht die Figur 6c eine Ausführung mit Anordnung der beiden Dämpferstufen in einer axialen Ebene.

Die Figuren 6a bis 6c verdeutlichen ferner Ausführungen mit Wirkung des Dämpfers 3 bei hydrodynamischer Leistungsübertragung als Tilger. Im Gegensatz dazu zeigt Figur 6d eine Ausführung mit Funktion beider Dämpfer 3, 4 in beiden Leistungsweigen als elastische Kupplung. Bei dieser werden die Primärteile 15 und 21 der beiden Dämpfer 3 und 4 sowie die Sekundärteile 16 und 22 der Dämpfer 3 und 4 jeweils von den gleichen Bauelementen gebildet. Die Reihenschaltung wird durch Freiwinkel in den Dämpfern in Umfangsrichtung realisiert. Beispielsweise sind die Mittel zur Drehmomentübertragung abstützenden und in Umfangsrichtung Anschläge bildenden Öffnungen des äußeren Dämpfers 3 mit einem Freiwinkelbereich im unbelasteten Zustand versehen, während die Öffnungen am inneren Dämpfer 4 derart ausgeführt sind, dass die Mittel zur Drehmomentübertragung, insbesondere die Federelemente 35 immer anliegen. Im dargestellten Fall werden beispielsweise die Primärteile 15 und 21 von zwei Mitnehmerscheiben 33 beziehungsweise 35 gebildet, die Sekundärteile 16, 22 von einem zwischen diesen angeordneten Flansch 34 beziehungsweise 32, der mit dem Ausgang A drehfest gekoppelt ist. Die Anbindung sowohl der Einrichtung 7 als auch des Turbinenrades T erfolgt dabei jeweils an einer der Mitnehmerscheiben 33, 35, wobei die Dämpferanordnung 2 in axialer Richtung räumlich betrachtet zwischen der Einrichtung 7 und der hydro-

dynamischen Komponente 6 angeordnet ist. Die Anbindung des drehzahladaptiven Tilgers 5 erfolgt hier an einer der Mitnehmerscheiben 33, 35, vorzugsweise an die turbinenradseitige Mitnehmerscheibe.

Die räumliche Anordnung zwischen dem Eingang E und dem Ausgang A erfolgt bei nahezu allen Ausführungen gemäß Figuren 6a bis 6c in Abhängigkeit der Anordnungen der einzelnen Dämpfer 3, 4 mit Versatz in axialer und in radialer Richtung. Ist der Versatz gegeben, kann der Zwischenraum in radialer Richtung in optimaler Weise für die Anordnung des drehzahladaptiven Tilgers 5 genutzt werden. Anderenfalls erfolgt die Anordnung in axialer Richtung benachbart zu den einzelnen Dämpfern.

Bei den in den Figuren 1 bis 6 dargestellten Dämpferanordnungen 2 werden die einzelnen Dämpfer 3 und 4 beispielsweise von sogenannten Einzeldämpfern in Form von mechanischen Dämpfern gebildet, die als Druckfeder oder Bogenfederdämpfer ausgeführt sind, das heißt die Mittel 17, 13 zur Drehmomentübertragung und zur Dämpfungskopplung 18, 24 werden von Federeinheiten 20, 25 in Form von Bogenfedern oder Druckfedern ausgebildet. Denkbar sind jedoch auch andere Dämpferkonzepte, beispielsweise kombinierte mechanisch-hydraulische Dämpfer.

Es ist ferner auch denkbar, die erfindungsgemäße Lösung in Mehrfachdämpferanordnungen einzusetzen, bei welchen die einzelnen Dämpfer 3 und 4 bereits selbst eine Dämpferstufe bilden und als Mehrfachdämpfer in Form eines Parallel- oder Reihendämpfers ausgeführt sind.

Figur 7 verdeutlicht anhand eines Diagramms, in welchem die Drehungleichförmigkeit im Antriebsstrang über die Motordrehzahl n aufgetragen ist, einander gegenübergestellt, eine Ausführung einer Kraftübertragungsvorrichtung 1 frei von einem drehzahladaptiven Tilger 5 mit unterbrochener Linie und einer Kraftübertragungsvorrichtung 1 mit drehzahladaptiven Tilger 5 mit durchgezogener Linie die Drehungleichförmigkeiten im Antriebsstrang. Daraus ersichtlich ist, dass diese bei einer konventionellen Lösung erheblich größer sind, während bei Leistungsübertrag in einer Ausführung gemäß beispielsweise Figur 3 erheblich geringere Drehungleichförmigkeiten auftreten, insbesondere in kritischen Drehzahlbereichen.

Bezugszeichenliste

1	Kraftübertragungsvorrichtung
2	Dämpferanordnung
3	Dämpfer
4	Dämpfer
5	drehzahladaptiver Tilger
6	hydrodynamische Komponente
7	Einrichtung zur Überbrückung der hydrodynamischen Komponente
8	Fliehkraftpendel
9	Trägheitsmasse
9.1, 9.2, 9.11	
9.12, 9.13, 9.14	Trägheitsmasse
10	Trägheitsmassenträgereinrichtung
11	Laufrollen
12	Nabenteil
13	erster Kupplungsteil
14	zweiter Kupplungsteil
15	Primärteil
16	Sekundärteil
17	Mittel zur Drehmomentübertragung
18	Mittel zur Dämpfungskopplung
19	elastisches Element
20	Federeinheit
21	Primärteil
22	Sekundärteil
23	Mittel zur Drehmomentübertragung
24	Mittel zur Dämpfungskopplung
25	Federeinrichtung
26	Stufenbolzen
27	Laufrolle
28	Außenumfang
29	Welle
30	Kopplung
31	Kopplung
32	Mitnehmerflansch
33	Mitnehmerscheiben
34	Mitnehmerflansch

- 20 -

35	Mitnehmerscheiben
36	Innenumfang
37	Außenumfang
100	Antriebsmaschine
101	Abtrieb
E	Eingang
A	Ausgang
P	Pumpenrad
T	Turbinenrad
AR	Arbeitsraum
L	Leitrad
I	erster Leistungszweig
II	zweiter Leistungszweig

Patentansprüche

1. Kraftübertragungsvorrichtung (1), insbesondere zur Leistungsübertragung zwischen einer Antriebsmaschine (100) und einem Abtrieb (101), umfassend eine Dämpferanordnung (2) mit zumindest zwei in Reihe schaltbaren Dämpfern (3, 4) und einem drehzahladaptiven Tilger (5), dadurch gekennzeichnet, dass der drehzahladaptive Tilger (5) zumindest in einer Kraftflussrichtung über die Kraftübertragungsvorrichtung (1) zwischen den Dämpfern (3, 4) angeordnet ist.
2. Kraftübertragungsvorrichtung (1) nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass diese eine hydrodynamische Komponente (6) mit zumindest einem als Pumpenrad (P) fungierenden Primärrad und einem als Turbinenrad (T) fungierenden Sekundärrad, die einen Arbeitsraum (AR) miteinander bilden, umfasst, wobei das Turbinenrad (T) wenigstens mittelbar drehfest mit dem Ausgang (A) der Kraftübertragungsvorrichtung (1) verbunden ist und die Kopplung über zumindest einen der Dämpfer (4) der Dämpferanordnung (2) erfolgt, wobei der drehzahladaptive Tilger (5) wenigstens mittelbar drehfest mit dem Sekundärrad verbunden ist.
3. Kraftübertragungsvorrichtung (1) nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass der drehzahladaptive Tilger (5) direkt drehfest mit dem Sekundärrad (SR) verbunden.
4. Kraftübertragungsvorrichtung (1) nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass der drehzahladaptive Tilger (5) mit einem drehfest mit dem Sekundärrad der hydrodynamischen Komponente (6) verbundenen Element der Dämpferanordnung (2) verbunden ist.
5. Kraftübertragungsvorrichtung (1) nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, dass der drehzahladaptive Tilger (5) mit einem drehfest direkt mit dem Sekundärrad der hydrodynamischen Komponente (6) verbundenen Element eines Dämpfers (4) der Dämpferanordnung (2) verbunden ist.
6. Kraftübertragungsvorrichtung (1) nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, dass der drehzahladaptive Tilger (5) mit einem Element eines Dämpfers (5), welches mit dem mit dem Sekundärrad der hydrodynamischen Komponente (6) direkt verbundenen Element des anderen Dämpfers (4) der Dämpferanordnung (2) verbunden ist, gekoppelt ist.

7. Kraftübertragungsvorrichtung (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, dass diese eine Einrichtung (7) zur zumindest teilweisen Überbrückung der Leistungsübertragung über die hydrodynamische Komponente (6) umfasst, wobei die Einrichtung (7) über zumindest einen Dämpfer (3, 4) der Dämpferanordnung (2) mit dem Ausgang (A) der Kraftübertragungsvorrichtung (1) verbunden ist.
8. Kraftübertragungseinrichtung (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, dass die Dämpferanordnung (2) im Kraftfluss zwischen Eingang (E) und Ausgang (A) in Reihe zur hydrodynamischen Komponente (6) und zur Einrichtung (7) zur Überbrückung der hydrodynamischen Komponente (6) angeordnet ist.
9. Kraftübertragungseinrichtung (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, dass die Dämpferanordnung (2) ausgestattet ist, um im Kraftfluss zumindest in Reihe zur hydrodynamischen Komponente (6) angeordnet zu sein.
10. Kraftübertragungseinrichtung (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, dass die Dämpferanordnung (2) ausgestattet ist, um im Kraftfluss zumindest in Reihe zur Einrichtung (7) zur Überbrückung der hydrodynamischen Komponente (6) angeordnet zu sein.
11. Kraftübertragungseinrichtung (1) nach einem der Ansprüche 9 oder 10, dadurch gekennzeichnet, dass die jeweils andere Komponente – Einrichtung (7) oder hydrodynamische Komponente (6) – mit der Verbindung der beiden Dämpfer (3, 4) mit der Dämpferanordnung (2) gekoppelt ist.
12. Kraftübertragungsvorrichtung (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 11, dadurch gekennzeichnet, dass die Dämpfer (3, 4) der Dämpferanordnung (2) als Reihen- oder Paralleldämpfer ausgebildet sind, umfassend Dämpferteilanordnungen.
13. Kraftübertragungsvorrichtung (1) nach Anspruch 12, dadurch gekennzeichnet, dass die einzelnen Dämpferteilanordnungen eines Dämpfers (3, 4) auf einem gemeinsamen Durchmesser angeordnet sind.
14. Kraftübertragungsvorrichtung (1) nach Anspruch 12, dadurch gekennzeichnet, dass die einzelnen Dämpferteilanordnungen eines Dämpfers (3, 4) auf unterschiedlichen Durchmessern angeordnet sind.

15. Kraftübertragungsvorrichtung (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 11, dadurch gekennzeichnet, dass zumindest einer der Dämpfer (3, 4) als Einzeldämpfer ausgebildet ist.
16. Kraftübertragungsvorrichtung (1) nach Anspruch 15, dadurch gekennzeichnet, dass die einzelnen Dämpfer (3, 4) in radialer Richtung versetzt zueinander angeordnet sind.
17. Kraftübertragungsvorrichtung (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 16, dadurch gekennzeichnet, dass die einzelnen Dämpfer (3, 4) in axialer Richtung versetzt zueinander angeordnet sind.
18. Kraftübertragungsvorrichtung (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 17, dadurch gekennzeichnet, dass der drehzahladaptive Tilger (5) als Fliehkraftpendeleinrichtung ausgebildet ist, umfassend zumindest eine Trägheitsmassenträgereinrichtung (10) und zumindest eine, vorzugsweise eine Mehrzahl von Trägheitsmassen (9.1, 9.2, 9.11, 9.12, 9.13, 9.14), die in radialer Richtung an der Trägheitsmassenträgereinrichtung (10) relativ zu dieser bewegbar, insbesondere pendelnd gelagert sind.
19. Kraftübertragungseinrichtung (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 18, dadurch gekennzeichnet, dass der drehzahladaptive Tilger (5) in axialer Richtung räumlich zwischen Eingang (E) und Ausgang (A) der Kraftübertragungseinrichtung (1) betrachtet, zwischen Dämpferanordnung (2) und hydrodynamischer Komponente (6) angeordnet ist.
20. Kraftübertragungsvorrichtung (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 18, dadurch gekennzeichnet, dass der drehzahladaptive Tilger (5) in axialer Richtung räumlich zwischen den zwei Dämpfern (3, 4) erfolgt.
21. Kraftübertragungsvorrichtung (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 18, dadurch gekennzeichnet, dass der drehzahladaptive Tilger (5) in axialer Richtung räumlich zwischen Eingang (E) und Ausgang (A) der Kraftübertragungseinrichtung (1) betrachtet, vor den zwei Dämpfern (3, 4) der Dämpferanordnung (2) angeordnet ist.
22. Kraftübertragungsvorrichtung (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 21, dadurch gekennzeichnet, dass die einzelnen Trägheitsmassen (9.1, 9.2, 9.11, 9.12, 9.13, 9.14) in radialer Richtung im Bereich der Erstreckung der Dämpferanordnung (2) angeordnet sind.

23. Kraftübertragungsvorrichtung (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 22, dadurch gekennzeichnet, dass jeder der Dämpfer (3, 4) zumindest einen Primärteil (15, 21) und einen Sekundärteil (22, 16) umfasst, wobei Primärteil (15, 21) oder Sekundärteil (16, 22) entweder von einem Flanschelement (32, 34) oder beidseits des Flanschelementes (32, 34) angeordneten Mitnehmerscheiben (33, 35) gebildet werden, coaxial zueinander angeordnet sind, in Umfangsrichtung relativ zueinander begrenzt verdrehbar sind und über Mittel (17, 23) zur Drehmomentübertragung und Mittel (18, 24) zur Dämpfungskopplung miteinander gekoppelt sind.
24. Kraftübertragungsvorrichtung (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 23, dadurch gekennzeichnet, dass Bestandteile des drehzahladaptiven Tilgers (5) eine bauliche Einheit mit Bestandteilen eines Anschlusselementes, insbesondere eines Dämpfers (3, 4) der Dämpferanordnung (2) oder dem Sekundärrad bildet oder einstückig mit diesem ausgebildet ist.
25. Kraftübertragungseinrichtung (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 24, dadurch gekennzeichnet, dass der einzelne Dämpfer (3, 4) der Dämpferanordnung (2) als mechanische Dämpfer ausgebildet ist.
26. Kraftübertragungsvorrichtung (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 21, dadurch gekennzeichnet, dass der einzelne Dämpfer (3, 4) der Dämpferanordnung (2) als kombinierter mechanisch hydraulischer Dämpfer ausgebildet ist.
27. Kraftübertragungsvorrichtung (1) nach einem der Ansprüche 2 bis 26, dadurch gekennzeichnet, dass die hydrodynamische Komponente (6) als hydrodynamischer Drehzahl-/Drehmomentwandler, umfassend zumindest ein Leitrad (L) ausgebildet ist.
28. Kraftübertragungsvorrichtung (1) nach einem der Ansprüche 2 bis 26, dadurch gekennzeichnet, dass die hydrodynamische Komponente (6) als hydrodynamische Kuppelung frei von einem Leitrad (L) ausgebildet ist.
29. Kraftübertragungsvorrichtung (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 28, dadurch gekennzeichnet, dass der drehzahladaptive Tilger auf die Ordnung der Anregung der Antriebseinheit, insbesondere Antriebsmaschine ausgelegt ist, wobei der durch den Fliehöl Druck verringerte Fliehkrafteinfluss auf die einzelne Trägheitsmasse (9.1, 99.2,

- 25 -

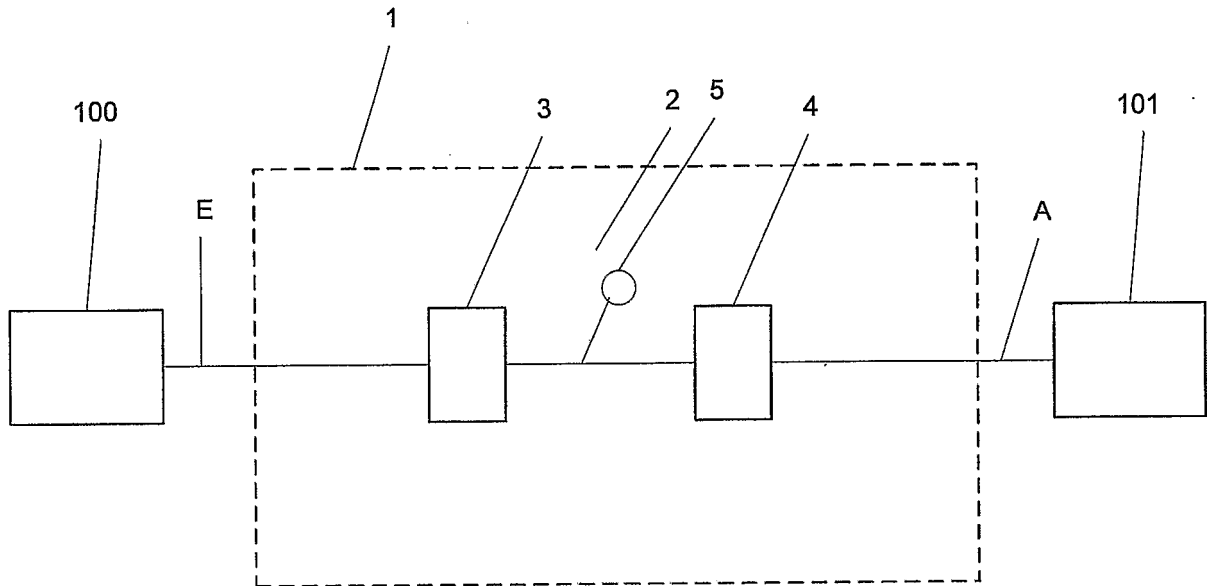
9.11, 9.12, 9.13, 9.14) durch Auslegung auf eine um einen Bereich von $>0,05$ bis $0,5$ höhere Ordnung als für Ausführungen frei von diesem berücksichtigt ist.

Zusammenfassung

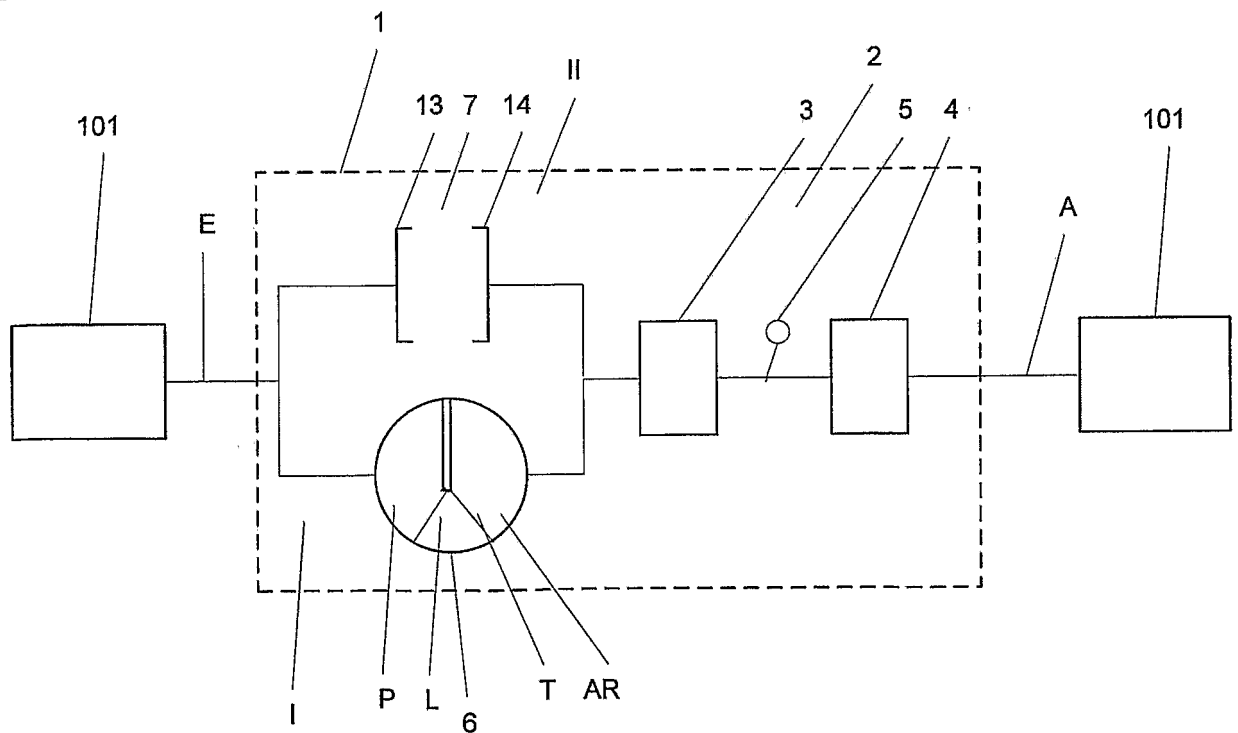
Die Erfindung betrifft eine Kraftübertragungsvorrichtung, insbesondere zur Leistungsübertragung zwischen einer Antriebsmaschine und einem Abtrieb, umfassend eine Dämpferanordnung mit zumindest zwei in Reihe schaltbaren Dämpfern und einem drehzahladaptiven Tilger.

Die Erfindung ist dadurch gekennzeichnet, dass der drehzahladaptive Tilger zumindest in einer Kraftflussrichtung über die Dämpferanordnung zwischen den Dämpfern angeordnet ist.

Figur 1a

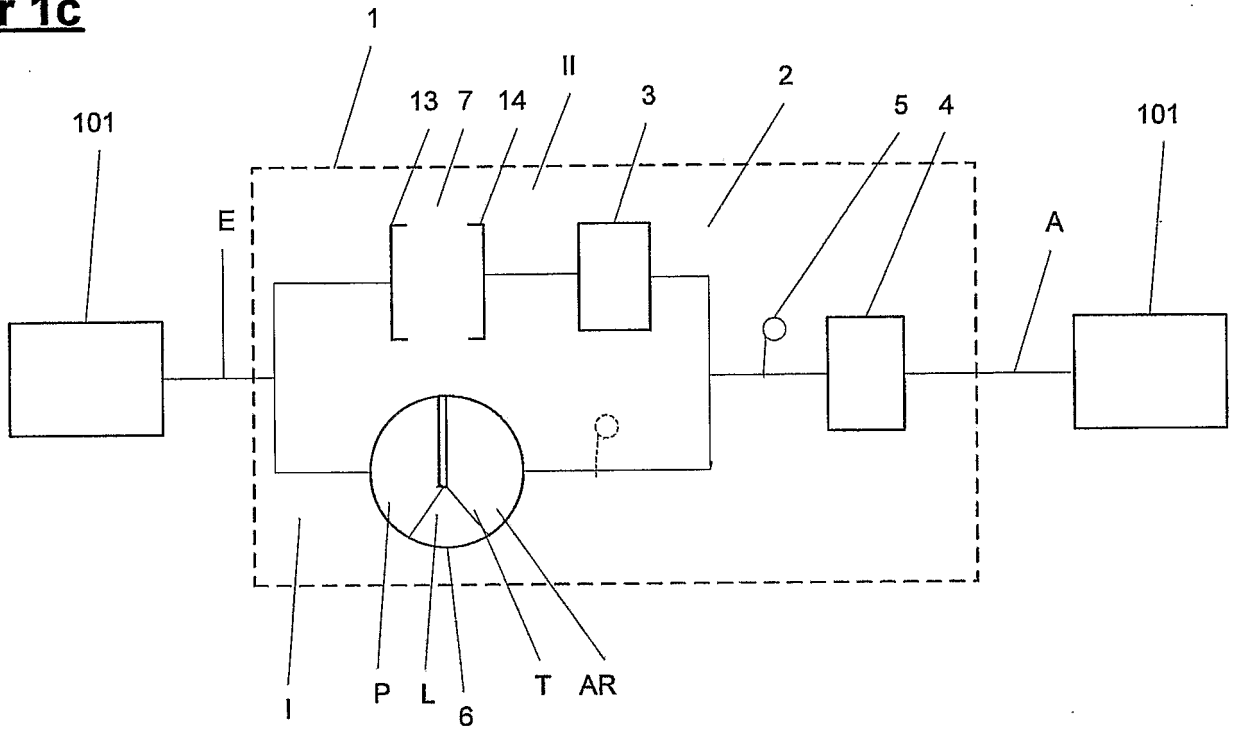


Figur 1b

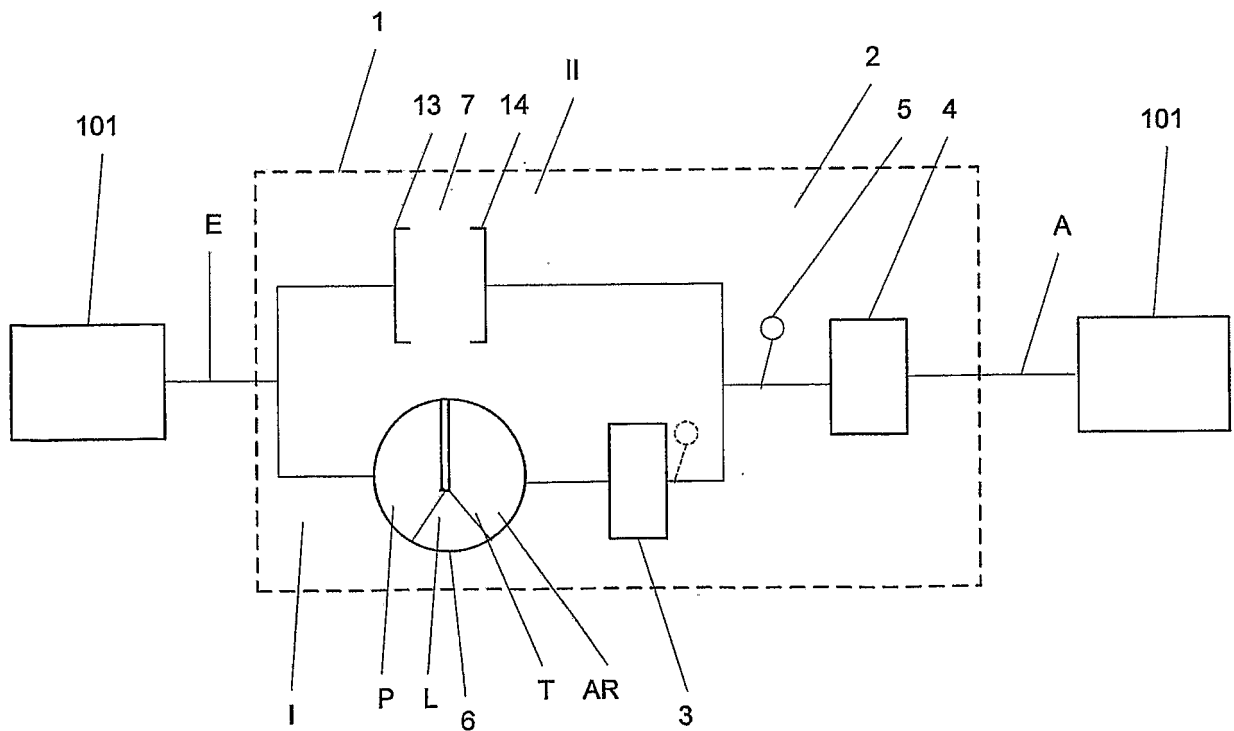


2/7

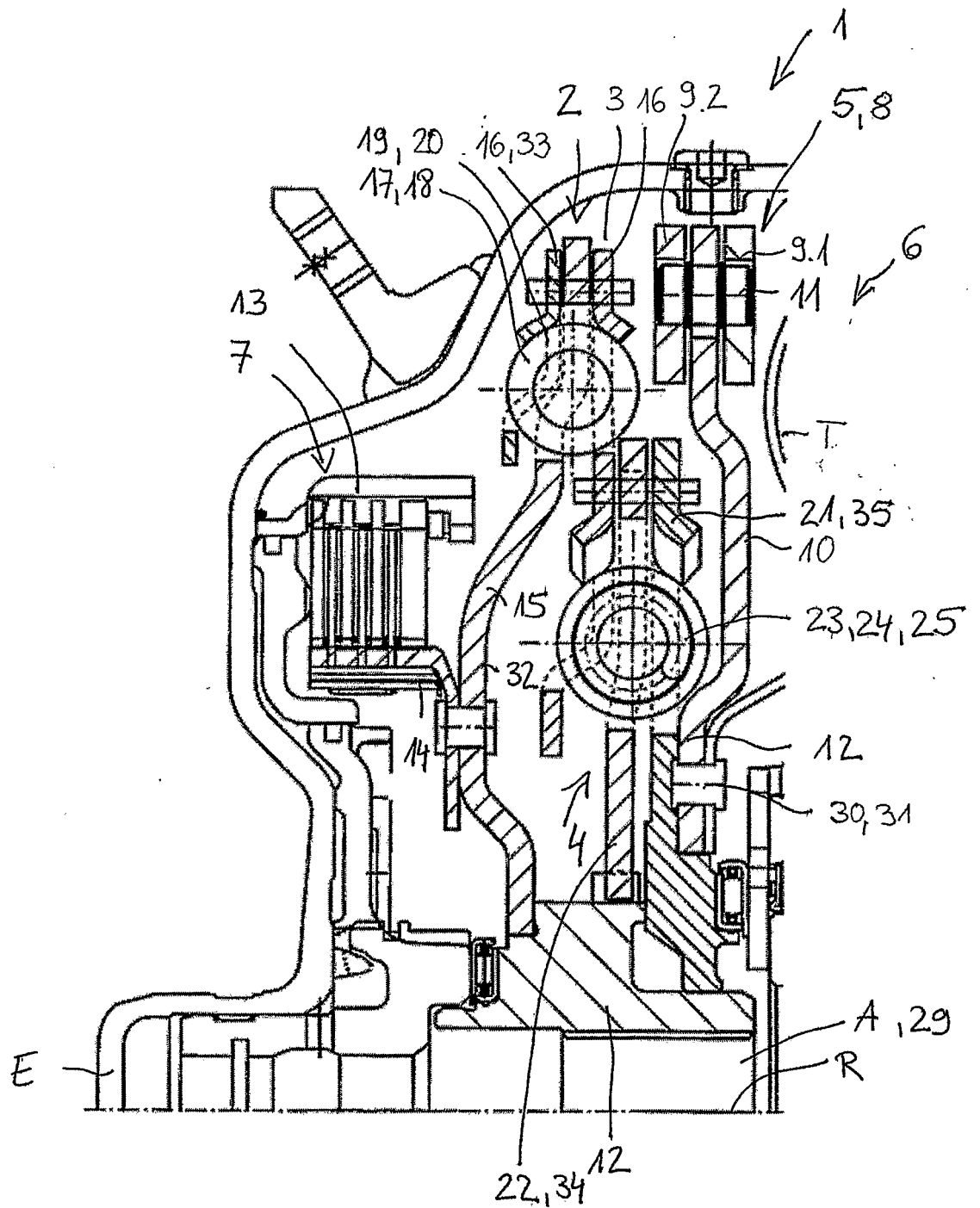
Figur 1c



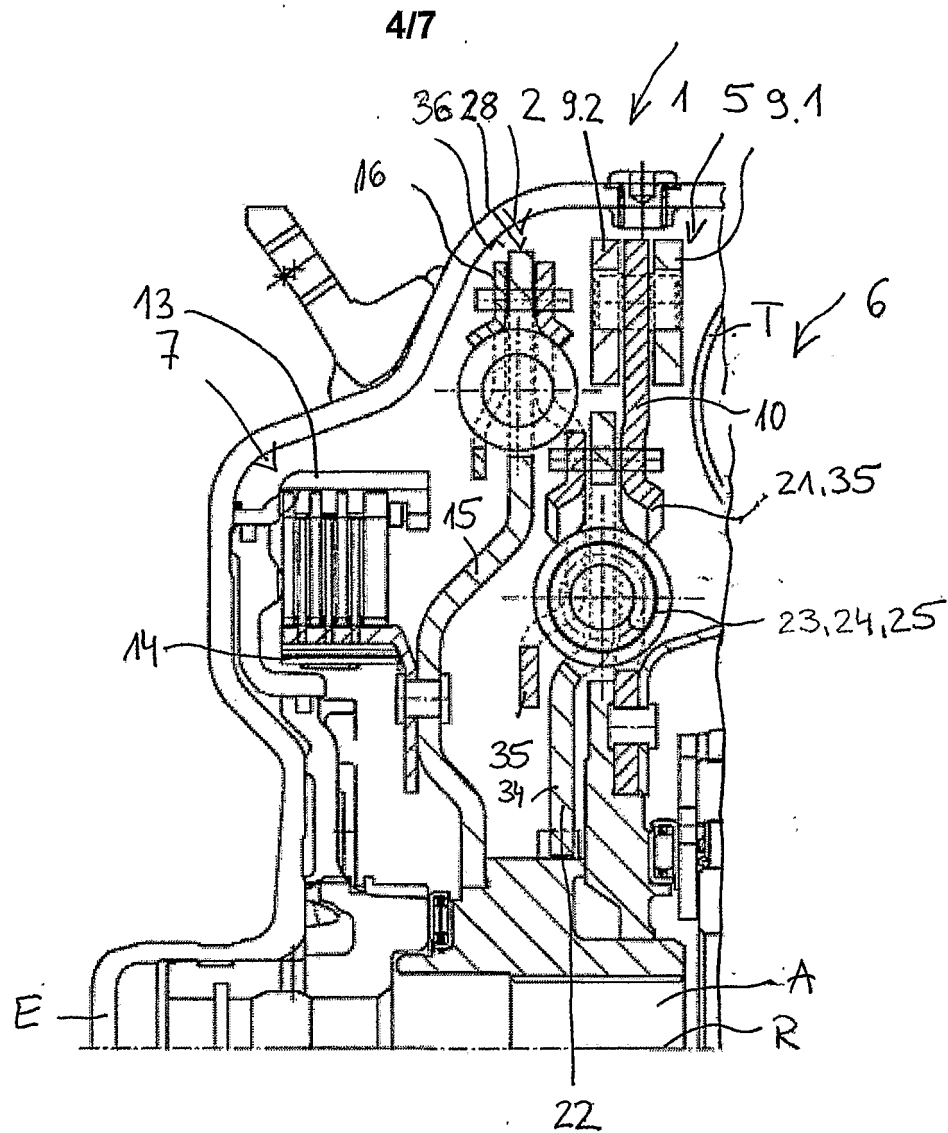
Figur 1d



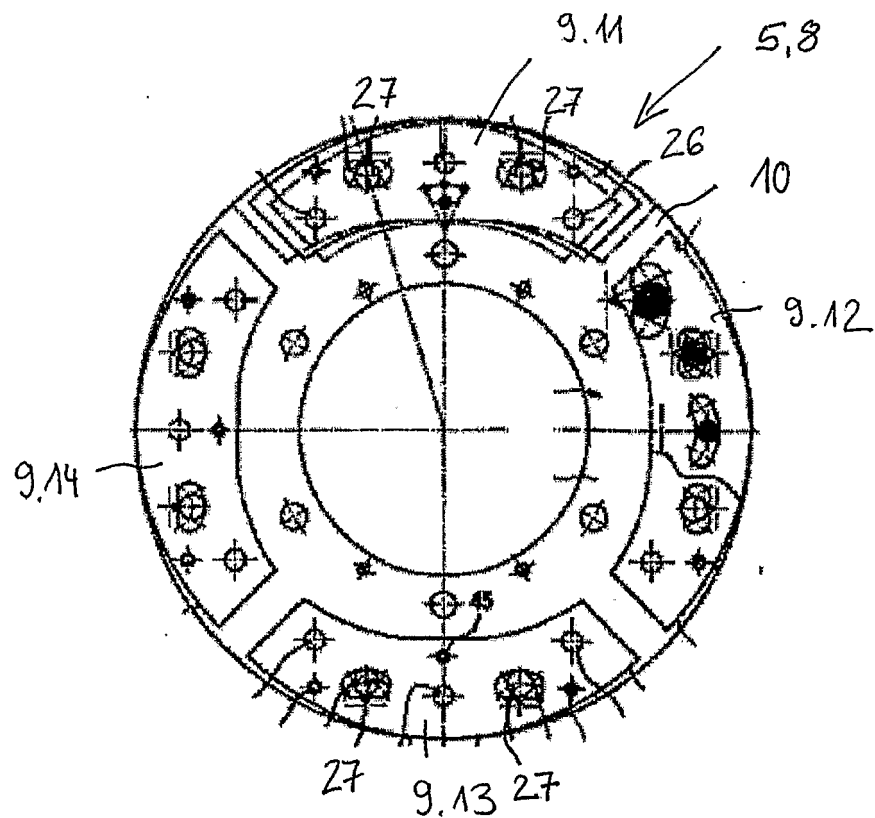
Figur 2



Figur 3

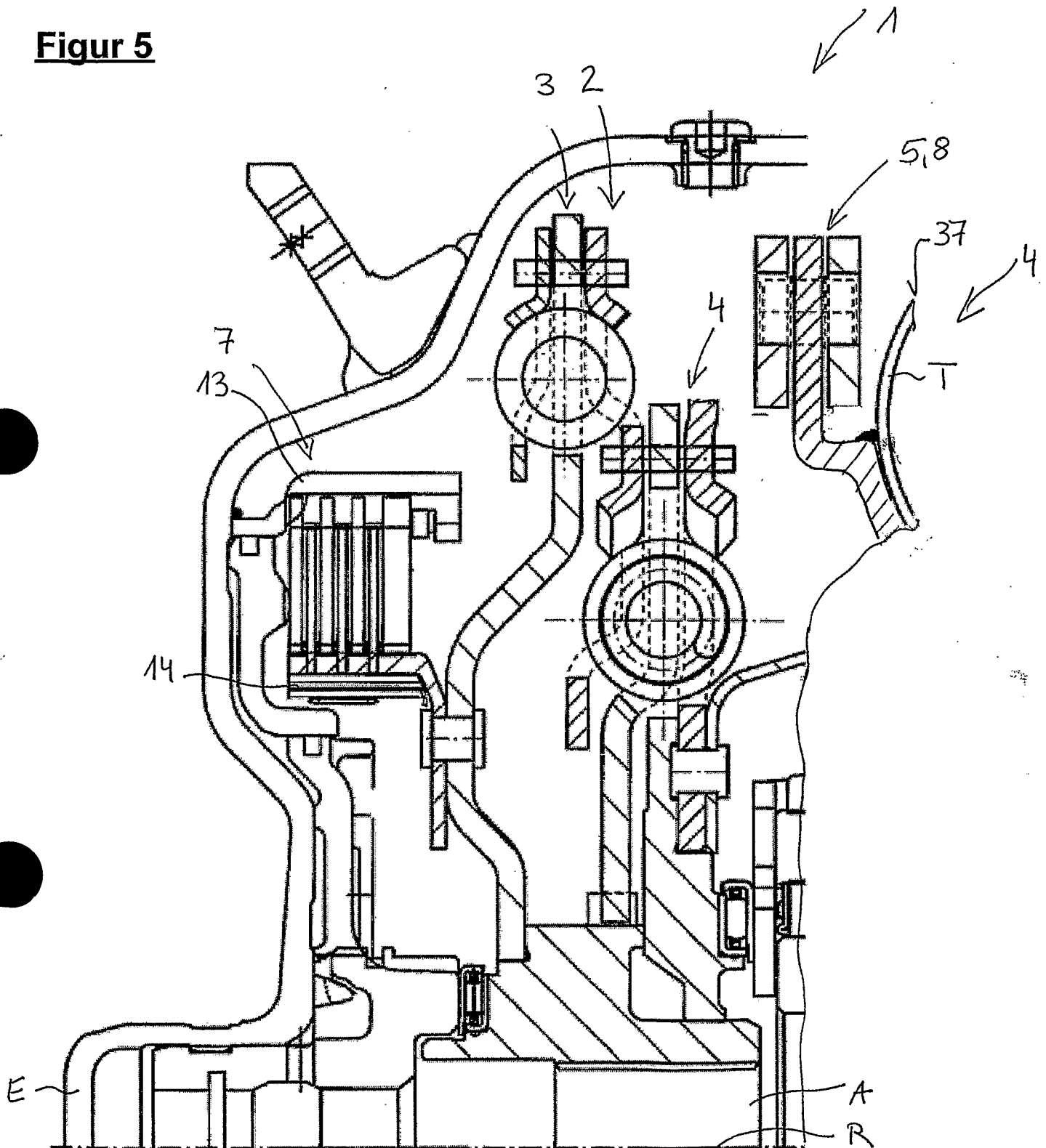


Figur 4



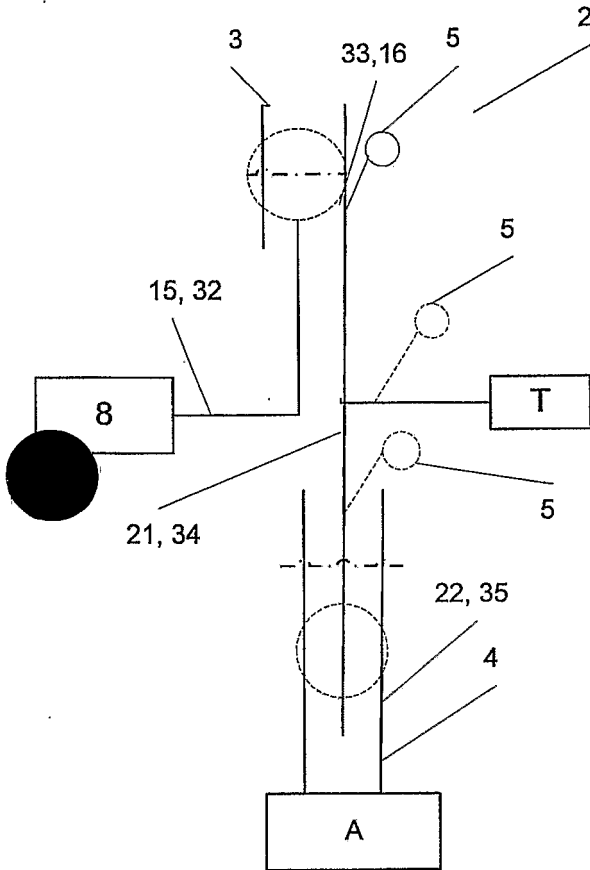
5/7

Figur 5

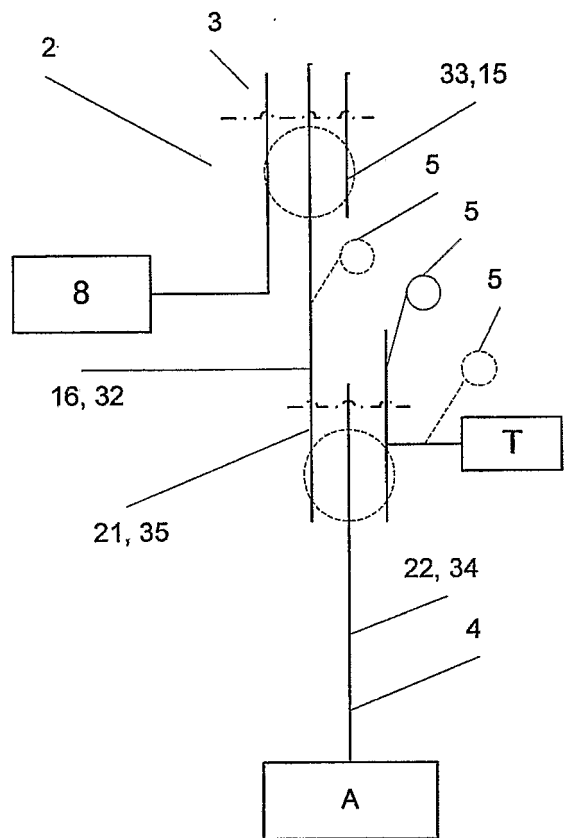


6/7

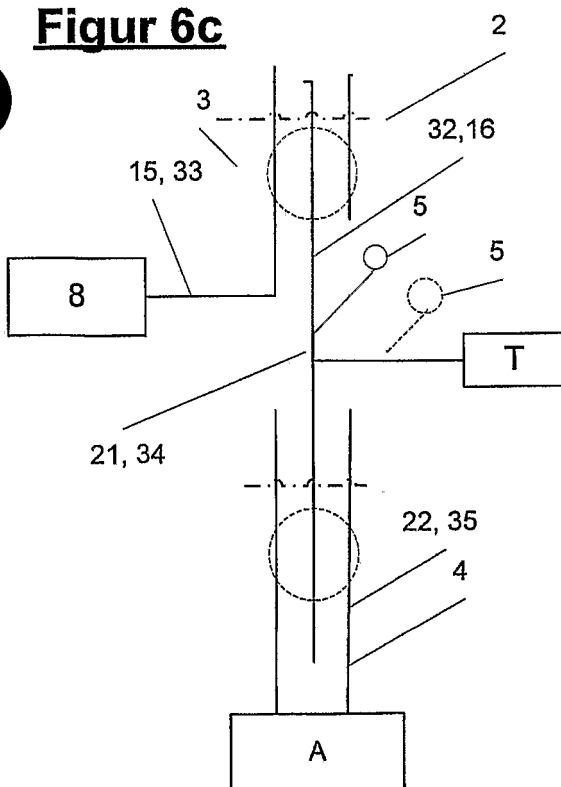
Figur 6a



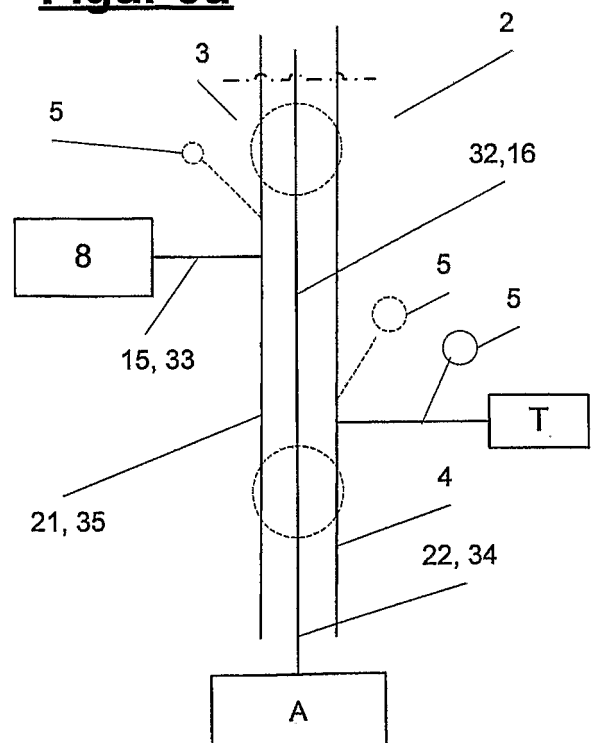
Figur 6b



Figur 6c



Figur 6d



7/7

Figur 7