



DEUTSCHES PATENTAMT

Innerhalb von 3 Monaten nach Veröffentlichung der Aufrechterhaltung kann Einspruch eingelegt werden

(21) Aktenzeichen:	(22) Anmeldetag:	(44) Veröff.-tag der DD-Patentschrift:	(45) Veröff.-tag der Aufrechterhaltung:
DD B 61 C / 338 577 1	12. 03. 90	01. 08. 91	05. 09. 96

(30) Unionspriorität:
—

(72) Erfinder: Herfen, Olaf, Dipl.-Ing., 01324 Dresden, DE; Hollang, Manfred, 01309 Dresden, DE;
Spiegel, Udo, Dr.-Ing., 01307 Dresden, DE

(73) Patentinhaber: SMI Strömungsmaschinen-Industrietechnik GmbH, Struppener Str. 24–27, 01796 Pirna, DE

(54) Strömungswengetriebe für Lokomotiven, insbesondere für Rangier-Diesellokomotiven

(56) Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht gezogene Druckschriften:

DE 1 213 881 AS	DE 1 580 950 A 1	DE 2 537 431 A 1	DE 3 123 133 A 1
DE 3 730 340 C 2	DE 7 037 155 U 1	DE 1 178 101 AS	DD 275 367 A 3

Patentansprüche:

1. Strömungswendegetriebe für Lokomotiven, insbesondere für Rangier-Diesellokomotiven, mit je einem hydrodynamischen Drehmomentwandler als Anfahrwandler für jede Fahrtrichtung, deren Turbinenräder ständig mit dem Abtrieb verbunden sind und 2 hydrodynamischen Kreisläufen für die Marschfahrt, vorzugsweise Marschwandlern, die über eine Wendeschalteneinrichtung der jeweils angesteuerten Fahrtrichtung zugeordnet werden, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Anfahrwandler (AW 1; AW 2) mit spiegelbildlicher Beschau felung ausgeführt und wie an sich bekannt, koaxial in einer Hydrodynamik-Baugruppe angeordnet sind, das Turbinenrad (7) des einen Anfahrwandlers (AW 1) über eine Hohlwelle (8) mit einem Zahnrad (9) verbunden, das Turbinenrad (12) des anderen Anfahrwandlers (AW 2) auf einer zentralen Turbinenwelle (13) befestigt ist, die axial innerhalb der beiden Anfahrwandler (AW 1; AW 2) gemeinsamen Pumpenhohlwelle (4) und der Turbinenhohlwelle (8) des ersteren Anfahrwandlers (AW 1) liegt und mit der an dem Turbinenrad (12) entgegengesetzten Ende ebenfalls ein Zahnrad (14) verbunden ist, das Zahnrad (9) einer Turbinenhohlwelle (8) mit einem Zahnrad (10) einer Abtriebswelle (11) direkt in Eingriff und das Zahnrad (14) der zentralen Turbinenwelle (13) über ein Zwischenrad (15) zur Drehrichtungsumkehr mit einem Zahnrad (16) der Abtriebswelle (11) verbunden ist, die hydrodynamischen Kreisläufe für Marschfahrt (MW I; MW II) unterschiedliche im Kennlinienverlauf aneinander anschließende hydrodynamische Übersetzungen aufweisen und wie an sich vorbekannt koaxial in einer zur Hydrodynamik-Baugruppe der Anfahrwandler (AW 1; AW 2) achsparallelen Marschwandler-Baugruppe angeordnet sind, eine den beiden Marschkreisläufen (MW I; MW II) gemeinsame zentrale Turbinenwelle (19) wahlweise über eine Schalteneinrichtung (22) und ein koaxial angeordnetes Kuppelzahnrad (20) mit dem in das Zahnrad (9) der einen Anfahrwandlerturbine (7) eingreifende Zahnrad (10) der Abtriebswelle (11) oder bei Ansteuerung der entgegengesetzten Fahrtrichtung über die Schalteneinrichtung (22) und ein anderes koaxial angeordnetes Kuppelzahnrad (21) mit dem Zwischenrad (15) zwischen dem Zahnrad (16) der Abtriebswelle (11) und dem Zahnrad (14) der anderen Anfahrwandlerturbine (12) gekuppelt ist.
2. Strömungswendegetriebe nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, daß der niedriger übersetzende Marschwandler (MW I) mit einer den Anfahrwandlern (AW 1; AW 2) identischen Beschau felung ausgeführt ist und zur Zuordnung zum jeweiligen Anfahrwandler (AW 1; AW 2) im Kennlinienverlauf die Zahnradübersetzung zwischen den Kuppelzahnradern (20; 21) der Marschwandler-Baugruppe (MW I; MW II) und den Zahnradern (9; 14) auf den Turbinenwellen (8; 13) der beiden Anfahrwandler (AW 1; AW 2) entsprechend gewählt ist.
3. Strömungswendegetriebe nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Wandler (AW 1; AW 2) in der Anfahrwandler-Baugruppe mit gegenüber der Marschwandler-Baugruppe größerem Arbeitsdurchmesser und somit geringerer Pumpen- und Turbinendrehzahl ausgeführt sind.
4. Strömungswendegetriebe nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, daß parallel zur Abtriebswelle (11) eine Welle (23) mit an sich bekannter Stufenschaltung angeordnet ist, deren Kuppelzahnrad (25; 26) direkt in die Zahnrad (10; 16) der Abtriebswelle (11) eingreifen und das Zähnezahlnverhältnis des Zahnrades (9) auf der Turbinenhohlwelle (8) des einen Anfahrwandlers (AW 1) zum Zahnrad (14) auf der zentralen Turbinenwelle (13) des anderen Anfahrwandlers (AW 2) entsprechend dem gewünschten Stufensprung der Stufenschaltung gewählt ist.

Hierzu 2 Seiten Zeichnungen

Anwendungsgebiet der Erfindung

Die Erfindung betrifft Strömungswendegetriebe für Lokomotiven, insbesondere für Rangier-Diesellokomotiven, bestehend aus je einem hydrodynamischen Drehmomentwandler als Anfahrwandler für jede Fahrtrichtung, deren Turbinenräder ständig mit dem Abtrieb verbunden sind, zwei hydrodynamischen Kreisläufen für den Marschfahrbereich, die über eine formschlüssige Schaltelemente- sowie Steuer- und Betätigungseinrichtungen enthaltende mechanische Wendeschaltung der jeweils angesteuerten Fahrtrichtung zugeordnet sind, sowie weiteren Wellen und Zahnradern.

Charakteristik des bekannten Standes der Technik

Es sind Strömungsgetriebe bekannt, die eine Traktionsgruppe, bestehend aus einem Anfahrwandler, und eine gegenläufige Traktionsgruppe, bestehend aus einem Anfahrwandler und einem oder mehreren Marschwandlern oder eine Traktionsgruppe mit einem Anfahrwandler üblicher Bauart und einem Gegenlaufwandler sowie eine Traktionsgruppe mit einem oder mehreren Marschwandlern aufweisen (DE-AS 1178101 und DE-OS 1580950). Diesen Hydrodynamikbaugruppen ist eine im Stillstand ohne Last schaltbare mechanische Wendeschaltung nachgeordnet. Mittels dieser Wendeschaltung können die Traktionsgruppen der einen oder anderen Fahrtrichtung zugeordnet werden. Dieses Strömungsgetriebe kann entweder als Strömungswendegetriebe mit je einem Anfahrwandler für jede Fahrtrichtung im Rangierbetrieb oder als Mehr-Kreislauf-Getriebe mit im Stillstand betätigbarer mechanischer Wendeschaltung im Streckenbetrieb genutzt werden. Das jeweilige Betriebsregime wird vor Fahrtbeginn mittels Schalmuffen eingestellt. Im Rangierbetrieb steht folglich nur der Geschwindigkeitsbereich des Anfahrwandlers zur Verfügung, und zur Nutzung des gesamten Geschwindigkeitsbereiches muß vor Fahrtbeginn die Wendeschaltung in die entsprechende Fahrtrichtung eingelegt werden. Darüber hinaus sind die Bauteile eines Gegenlaufwandlers teurer in der Fertigung sowie die Betriebsparameter spürbar ungünstiger, als die eines üblichen Anfahrwandlers.

Auch bei dieser Lösung muß die mechanische Schalteinrichtung die hohen Anfahr- und Bremsmomente der Anfahrwandler übertragen.

Weiterhin sind Strömungswendegetriebe bekannt (DD-PS 275367), in denen für jede Abtriebsdrehrichtung je ein Anfahrwandler vorhanden ist, deren Turbinenräder ständig mit dem Abtrieb verbunden sind, und für Geschwindigkeiten oberhalb des Anfahrwandlers ein oder mehrere Strömungskreisläufe für den Marschfahrbereich angeordnet sind, deren Turbinenräder über eine mechanische Wendeschalteinrichtung dem jeweils aktivierten Anfahrwandler zugeschaltet werden. Die Umschaltung der Schalteinrichtung erfolgt lastfrei bei dynamischem Stillstand (Null-Durchgang) der Abtriebsseite, ohne daß die Lokomotive im Stillstand verharren muß. Die Schalteinrichtung überträgt nur die erheblich geringeren Drehmomente des Marschwandlers. Den funktionellen Vorzügen dieses Strömungswendegetriebes steht ein relativ großer Aufwand gegenüber, der von einer Vielzahl von erforderlichen Bauteilen verursacht wird.

Ziel der Erfindung

Ziel der Erfindung ist es, den Aufwand für Strömungswendegetriebe, die je einen Anfahrwandler für jede Fahrtrichtung, deren Turbinenräder ständig mit dem Abtrieb verbunden sind und zwei hydrodynamische Kreisläufe für den Marschfahrbetrieb aufweisen, die über eine formschlüssige Wendeschaltung der jeweils angesteuerten Fahrtrichtung zugeordnet werden, bei Erhaltung ihrer funktionellen Vorzüge zu senken.

Darlegung des Wesens der Erfindung

Aufgabe der Erfindung ist es, die Anzahl der erforderlichen Bauteile wie Zahnräder, Lager und Schaltelemente durch ihre optimale geometrische und kinematische Anordnung zu minimieren.

Erfindungsgemäß wird die Aufgabe dadurch gelöst, daß

- die Anfahrwandler mit spiegelbildlicher Beschauelung ausgeführt und wie an sich bekannt in einer Hydrodynamikbaugruppe angeordnet sind,
- das Turbinenrad des einen Anfahrwandlers an einer Hohlwelle befestigt ist, die mit einem Zahnrad direkt in ein Zahnrad einer Abtriebswelle eingreift,
- das Turbinenrad des spiegelbildlichen Anfahrwandlers auf einer zentralen Turbinenwelle befestigt ist, die durch die Pumpenhohlwelle sowie die Turbinenhohlwelle des ersten Anfahrwandlers geführt wird und deren Zahnrad über ein Zwischenrad mit dem Zahnrad der Abtriebswelle verbunden ist,
- die Marschkreisläufe mit unterschiedlicher im Kennlinienverlauf aneinander anschließender hydrodynamischer Übersetzung ausgeführt und wie an sich bekannt koaxial in einer der Anfahrwandlerbaugruppe achsparallel angeordneten Marschwandlerbaugruppe eingebaut sind,
- die gemeinsame zentrale Turbinenwelle der Marschwandler am getriebeseitigen Ende eine Schaltkupplung trägt,
- die Schaltkupplung je nach angesteuerter Drehrichtung mit dem Kuppelzahnrad gekuppelt wird, welches direkt in ein Zahnrad der Abtriebswelle eingreift, oder mit einem anderen koaxial angeordneten Kuppelzahnrad gekuppelt wird, welches in ein mit der Abtriebswelle kämmendes Zwischenrad eingreift.

In Weiterbildung der Erfindung ist der erste Marschwandler dem parallel angeordneten Anfahrwandler gleich ausgeführt, und sein Anschluß im Kennlinienfeld an den Anfahrwandler erfolgt durch die Übersetzung der Kuppelzahnräder zur Abtriebswelle.

In weiterer Ausbildung der Erfindung sind die Wandler in der Anfahrbaugruppe mit größerem Durchmesser und entsprechend geringerer Pumpen- und Turbinendrehzahl ausgeführt, als die Wandler in der Marschbaugruppe.

In noch weiterer Ausbildung der Erfindung ist parallel zur Abtriebswelle eine Welle mit an sich bekannter Stufenschaltung angeordnet, deren Kuppelzahnrad direkt in die Zahnräder der Abtriebswelle eingreifen und das Zahnverhältnis des Zahnrades auf der Turbinenwelle des einen Anfahrwandlers zum Zahnrad auf der Turbinenwelle des anderen Anfahrwandlers ist entsprechend dem gewünschten Stufenverhältnis gewählt.

Das erfindungsgemäße Strömungswendegetriebe hat den Vorteil, daß im Vergleich zu bekannten Strömungswendegetrieben die 3-Wandler-Charakteristik ohne Zugkraftunterbrechung in jeder Fahrtrichtung bei insgesamt nur 4 installierten Strömungswandlern mit nur 7 den Strömungskreisläufen nachgeschalteten Zahnrädern erreicht wird und über die Schalteinrichtung nur die beiden Marschwandler-turbinen auf ihrer Turbinenwelle, also eine geringe rotierende Masse mit den sekundärseitigen Zahnrädern gekuppelt wird.

Durch die Ausführung der Anfahrwandler mit gegenüber der Marschwandler-Baugruppe größerem Durchmesser und somit verringertem Drehzahlniveau verringert sich die als Kriterium für Übertourungsschutz bedeutende Turbinendrehzahl der AW-Turbinen bei Nenngeschwindigkeit der Lokomotive.

Weiterer Vorteil ist, daß die formschlüssige Schalteinrichtung nicht das hohe Anfahr Drehmoment oder das Bremsmoment übertragen muß und außerdem auch durch die möglichen Drehmomentschwingungen bei beginnenden Schleudervorgängen im Anfahrbereich nicht belastet wird.

Darüber hinaus kann durch Ergänzung der 2 sekundärseitigen Zahnradreihen durch nur 2 Kuppelzahnäder das Strömungswendegetriebe mit einer im Stillstand schaltbaren Stufenschaltung für 2 unterschiedliche Geschwindigkeitsbereiche der Lokomotive ausgestattet werden.

Ausführungsbeispiel

In Figur 1 ist ein Strömungswendegetriebe mit folgendem Aufbau dargestellt:

Die Antriebswelle 1 treibt über die Zahnräder 2 und 3 die gemeinsame Pumpenhohlwelle 4 der Anfahrwandler AW 1 und AW 2, sowie über die Zahnräder 2 und 5 die gemeinsame Pumpenhohlwelle 6 der Marschwandler MW I und MW II an. Die Turbine 7 des AW 1 ist über die Turbinenhohlwelle 8 mit dem Zahnrad 9 verbunden, welches direkt in das Zahnrad 10 der Abtriebswelle 11 eingreift. Die Turbine 12 des AW 2 ist über die zentrale Turbinenwelle 13 mit dem Zahnrad 14 verbunden. Dieses ist über das Zwischenrad 15 mit dem Zahnrad 16 auf der Abtriebswelle 11 gekuppelt.

Die Turbine 17 des MW I und die Turbine 18 des MW II sind auf der zentralen gemeinsamen Turbinenwelle 19 der MW-Baugruppe befestigt. Die Turbinenwelle 19 trägt eine durch axiale Verschiebung zwischen den Kuppelzahnädern 20 und 21 kuppelbare mechanische Schalteinrichtung 22. Bei angesteuerter Fahrtrichtung 1 ist die Turbinenwelle 19 über die Schalteinrichtung 22 mit dem Kuppelzahnrad 20 verbunden, welches direkt in das Zahnrad 10 der Abtriebswelle 11 eingreift. Bei angesteuerter Fahrtrichtung 2 ist die gleiche Schalteinrichtung 22 mit dem Kuppelzahnrad 21 verbunden. Das Kuppelzahnrad 21 greift mit seiner Verzahnung in das Zwischenrad 15 ein, welches mit dem Zahnrad 16 auf der Abtriebswelle 11 gekuppelt ist.

In Figur 2 ist ein Strömungswendegetriebe mit prinzipiell analogem Aufbau dargestellt, ergänzt um eine im Stillstand schaltbare Stufenschaltung. Als Marschwandler MW II ist hier alternativ ein Strömungswandler mit zentripetal durchströmter Turbine eingesetzt.

Bis zur Abtriebswelle 11 ist der Aufbau analog dem in Figur 1 dargestellten Strömungswendegetriebe. Parallel zur Abtriebswelle 11 ist eine Welle 23 mit einer Schalteinrichtung 24 und 2 Kuppelzahnädern 25; 26 angeordnet. Das Zahnrad 10 greift in das Kuppelzahnrad 25, welches bei eingeschaltetem Schnellgang über die eingerückte Schalteinrichtung 24 mit der Welle 23 gekuppelt ist.

Das Zahnrad 16 auf der Abtriebswelle 11 kämmt mit Kuppelzahnrad 26. Bei eingelegtem Langsamgang wird dieses über die Schalteinrichtung 24 mit der Welle 23 verbunden. Die Abtriebswelle 11 ist bei dieser Ausführung faktisch eine Zwischenwelle. Dadurch entsteht eine bei Stillstand der Lokomotive schaltbare Stufung für verschiedene Geschwindigkeitsbereiche der Lokomotive.

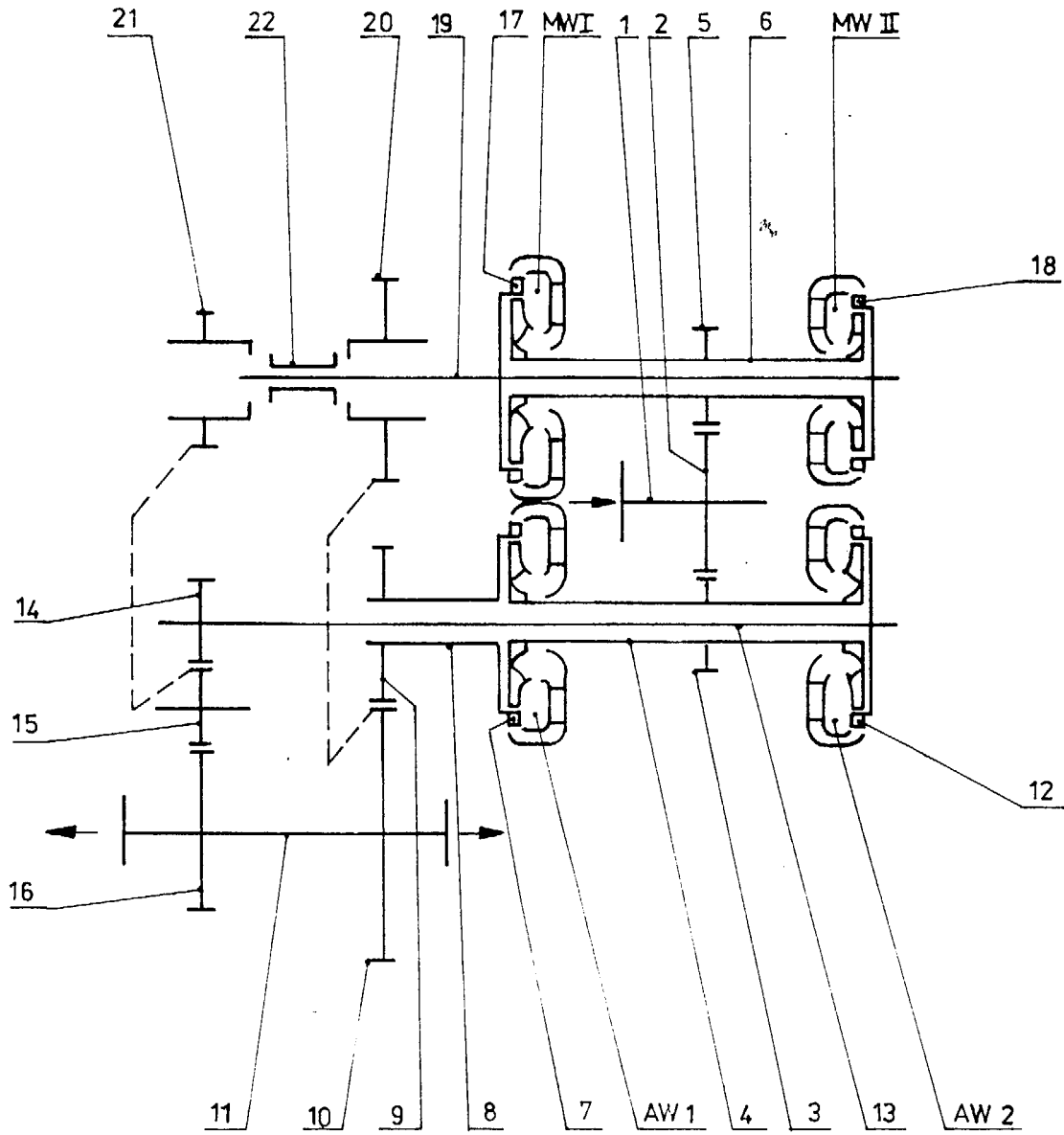


Fig. 1

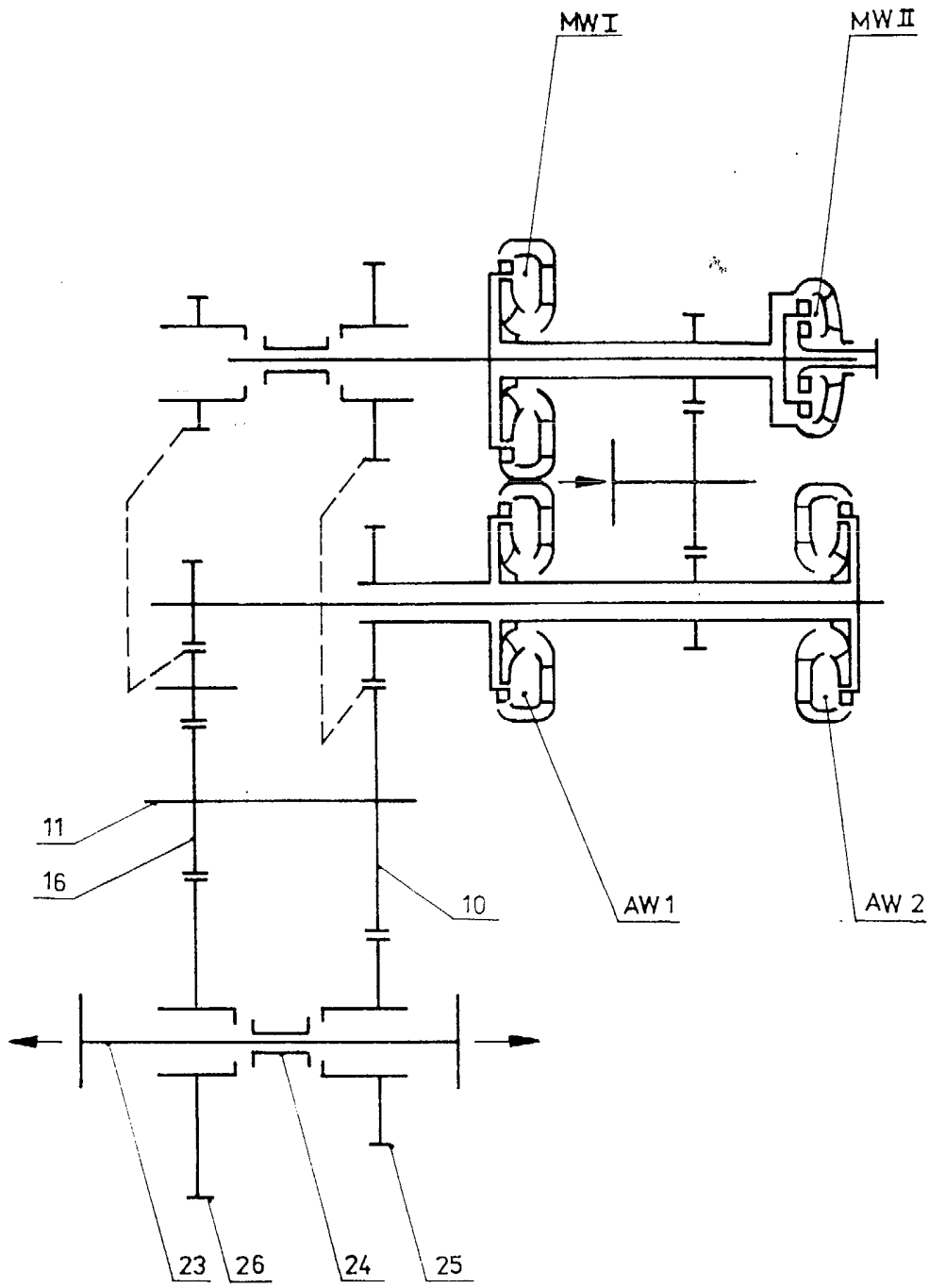


Fig. 2