

(19)



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets



(11)

EP 1 255 043 A2

(12)

EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG

(43) Veröffentlichungstag:
06.11.2002 Patentblatt 2002/45

(51) Int Cl.7: F04D 33/00, F04F 7/00

(21) Anmeldenummer: 02076626.7

(22) Anmeldetag: 24.04.2002

(84) Benannte Vertragsstaaten:
AT BE CH CY DE DK ES FI FR GB GR IE IT LI LU
MC NL PT SE TR
Benannte Erstreckungsstaaten:
AL LT LV MK RO SI

(72) Erfinder: Franch, Gino
39100 Bolzano (IT)

(74) Vertreter: Faraggiana, Vittorio, Dr. Ing.
Ingg. Guzzi & Ravizza S.r.l.
Via Vincenzo Monti 8
20123 Milano (IT)

(30) Priorität: 30.04.2001 IT BZ20010024

(71) Anmelder: Franch, Gino
39100 Bolzano (IT)

(54) **Maschine, begründet auf Rotorträgheitskräften, betrieben als Turbine oder als Pumpe**

(57) Die zur Ausführung der Erfindung erforderlichen Einzelheiten sind: ein Stützrahmen; ein Rotor R_1 ; ein System Koppelstange- Kurbel oder ein gleichwertiges System um die Schwingbewegung der zweiphasigen Schaltung zu erzeugen (C.B.), bestehend aus einem Rohr, dessen Achse gemäß einer auf einer zur Drehachse des Rotors senkrechten Ebene angeordneten Kreislinie gekrümmt ist. In einer zur genannten Kreislinie senkrechten Stellung ist der Eingangs- und Ausgangsübergang der C.B. angeordnet. Rechts und links zum genannten Übergang ist in der Rohrschaltung ein Ventil eingebaut, dessen Öffnen und Schließen

durch einen Mechanismus gesteuert wird. Die Öffnung des Ventils erlaubt den Durchgang der Flüssigkeit im rechtsgängigen und linksgängigen Sinn. Jeder Übergang ist mit einem Schlauch am entsprechenden, am Stützrahmen befestigten Eingang und Ausgang verbunden. Bei Ändern der Drehgeschwindigkeit der Kurbelwelle entwickelt die Maschine einen größeren oder kleineren Druck gegenüber jenem, der am Eingang der beiden aktiven Schaltungen angelegt ist. Im ersten Fall wird die Maschine als Pumpe, im zweiten als Turbine betrieben. Das obige ist in der folgenden Figur 1/5 beschrieben.

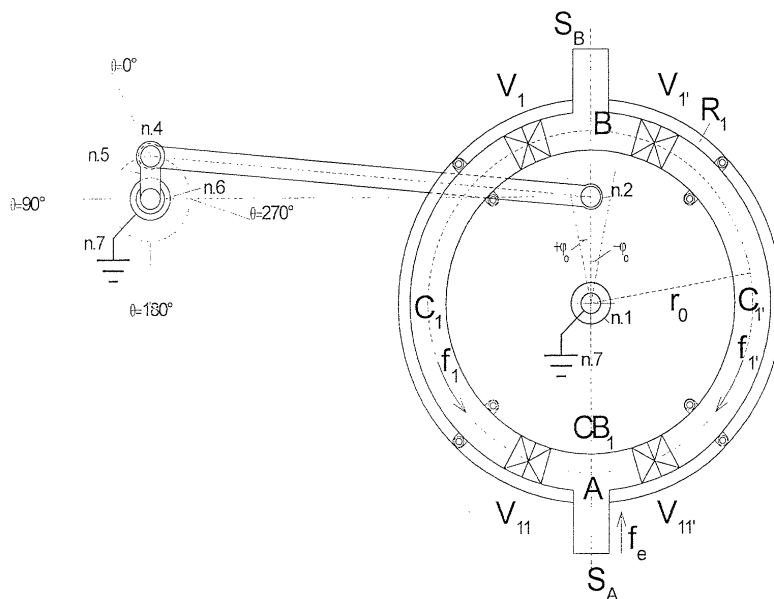


FIG. 1

EP 1 255 043 A2

Beschreibung

[0001] Die vorliegende Erfindung bezieht sich auf eine Maschine, begründet auf Rotorträgheitskräfte, betrieben als Turbine oder als Pumpe gemäß dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

[0002] Die vorliegende Beschreibung ist in folgende Paragraphen aufgeteilt:

- A) Merkmale und Vorteile der Turbopumpe;
- B) die Konstruktionsmerkmale der Turbopumpe;
- C) die Betriebsweise der Maschine als Turbine und als Pumpe;
- D) der Öffnungs- und Schließungsmechanismus der Ventile;
- E) die in der Flüssigkeit der Turbopumpe verwendeten Trägheitskräfte und die Auswuchtung der dem Stützrahmen übertragenen Reaktionen;
- F) die mit einem Ladungsbehälter und einem Entladungsbehälter verbundene Turbopumpe;
- G) die Einstellung der zwischen Motor und Verbraucher ausgetauschten Leistung; die Patentansprüche.

A) MERKMALE UND VORTEILE DER TURBOPUMPE

[0003]

1) Im Betrieb der Maschine als Pumpe, entwickelt diese unter der Zunahme der Drehzahlen der Verbraucherwelle, auf dieser ein automatisch kontinuierlich von einem Höchstwert auf einen Nullwert herabfallendes Moment. Die Maschine kann daher mit großem Vorteil ein Stufengetriebe ersetzen, das durch Zahnräder betätigt und betrieben wird.

2) Die Änderung der Maschine in eine Turbine oder als Pumpe ist äußerst einfach, da sie nur durch Änderung der Drehgeschwindigkeit der Motorswelle oder der Verbraucherwelle verwirklicht wird.

3) Der Wirkungsgrad der Maschine ist hoch. Sie unterliegt nämlich nur den hydraulischen Verlusten, die auf den Übergang der Flüssigkeit in den Rohren und auf den mechanischen Verlusten des Systems Welle - Koppelstange - Kurbelwelle zurückzuführen sind.

4) In der Betriebsweise als Turbine wandelt die Maschine die der Flüssigkeit entzogene Druckenergie in mechanische Energie um, die den Kurbelwellen erteilt wird. Beim Betrieb als Pumpe wandelt die Maschine die von der Kurbelwelle aufgenommene Energie in Druckenergie der Flüssigkeit um.

5) Die als Turbine betriebene hydraulische Maschine entwickelt an der Kurbelwelle ein Moment, das mit der Zunahme der Drehzahl n der Verbraucherwelle von einem Höchstwert für $n=0$ bis zu einem Null-Wert von $n=n_0$ abnimmt. Für $n>n_0$ läuft die Maschine als Pumpe. In diesem Fall ändert sich die Geschwindigkeitsrichtung der an der in den aktiven Schaltungen enthaltenen Flüssigkeit angelegten Resultierenden und der entwickelt Druck nimmt mit $(n^2 - n_0^2)$ zu.

B) DIE KONSTRUKTIONSEINZELHEITEN DER TURBOPUMPE

[0004] In der Beschreibung der vorliegenden Patentanmeldung werden Symbole, physikalische Größen, mathematische Ausdrücke und Schaltungen verwendet, die identisch mit jenen sind, die in der Beschreibung der Patente EP 0 964 161 A1 und US 6,395,917 B1 der auf identischen Rotorträgheitskräfte begründeten Pumpe verwendet wurden.

[0005] Ein wesentlicher Unterschied besteht bei der beschriebenen Maschine in der Verwendung von zweisinnigen, anstatt einsinnigen Ventilen, die interessante, weiter unten beschriebene Anwendungen erlauben.

[0006] In der Figur 1/5 ist das Konstruktionsschema der Turbopumpe zusammengefasst. Sie besteht aus einem Rotor R_1 , der mit einer Höchstdrehung $\pm\varphi_0$ um die Welle 1 geschwenkt wird, die am Stützrahmen 7 befestigt ist. Der Schwenkmechanismus des Rotors R_1 besteht aus einer Koppelstange 3, deren Fuß mit einem am Rotor R_1 befestigten Bolzen 2 verbunden ist, und aus einem Kopf, der mit dem Zapfen 4 einer Kurbel 5 verbunden ist. Diese ist an einer Kurbelwelle 6 befestigt, die zur Welle 1 parallel ist, die mit einer Drehgeschwindigkeit $\varphi' = d\varphi/dt$ auf Lagern umläuft, die am Stützrahmen 7 befestigt sind. Am Rotor R_1 ist eine hydraulische Schaltung befestigt, die aus einem Rohr besteht, dessen Achse gemäß einer Kreislinie gekrümmt ist, deren Mitte der Achse der Welle 1 angehört, die zur Kreisebene senkrecht steht. Am Rohr sind zwei Öffnungen mit Querschnitt S_A und S_B mit gemeinsamer Achse A-B ausgenommen, die einen Punkt mit der Achse der Welle 1 gemeinsam hat.

[0007] Die Längsachse des Rohrs ist durch die Achse A-B in zwei Halbkreise geteilt, die den beiden aktiven Schal-

tungen C_1 und $C_{1'}$ entsprechen. In diesen Schaltungen, ausgehend vom Punkt B in Richtung A, hat jeweils einen Links- und einen Rechtssinn. An den Enden von C_1 e $C_{1'}$ ist jeweils ein Paar von identischen, zweisinnigen Ventilen (V_1, V_{11}) und ($V_{1'}, V_{1'1}$) eingebaut. Die beiden Paare werden mechanisch derart gesteuert, dass das Paar (V_1, V_{11}) und das Paar ($V_{1'}, V_{1'1}$) nur jeweils im Intervall $\theta(0^\circ, 180^\circ)$ und im Intervall $\theta(180^\circ, 360^\circ)$ offen sind. Mit dieser Anordnung hat man die folgenden Vorteile: a) die Unabhängigkeit der Paare (C_1, f_1) und ($C_{1'}, f_{1'}$), wo f_1 (jeweils $f_{1'}$) die durch die Flüssigkeit der Schaltung (C_1 ($C_{1'}$)) erzeugte Kraft ist, die auf diese Weise nur in der jeweiligen Schaltung wirken kann; b) die Zweisinnigkeit der Ventile erlaubt in jeder Schaltung eine Flüssigkeitgeschwindigkeit gemäß zwei entgegengesetzten Richtungen und daher kann eine und dieselbe Maschine sowohl als Turbine als auch als Pumpe betrieben werden; c) die Übertragung auf den Rotor der kinetischen Flüssigkeitsenergie entsprechen ihrer Relativgeschwindigkeit gegenüber der Schaltung beim Schließen der Ventile. Es ist zu bemerken, dass bei der Schaltung C_1 für $\theta=180^\circ$ und in $C_{1'}$ für $\theta=360^\circ$ die jeweils enthaltene Flüssigkeit die höchste Relativgeschwindigkeit besitzt, und daher die Schließung der Ventile einen erheblichen Momentimpuls auf die Kurbelwelle verursacht.

[0008] Es ist zu bemerken, dass das Schwenksystem mittels der Koppelstange und der Kurbel mit dem Vorteil eines kleineren Platzbedarfes und Einsparen von Bestandteilen auf der Welle 5 der Kurbel verbunden sein kann, an der in außermittiger Position ein Kugellager befestigt ist, deren Außenring mit einer engen Toleranz aufliegend wechselweise in den Intervallen $\theta(0^\circ, 180^\circ)$ und $\theta(180^\circ, 360^\circ)$ nur an einem der beiden Scheiben drehen kann, die zueinander parallel und von der Schwenkachse des Rotors R_1 gleich beabstandet sind, an dem sie verschweißt sind.

[0009] Es ist überdies zu bemerken, dass die aktive Schaltung C_i ($i=1, 1'$) bestehend aus einem Halbkreis, auch durch eine Schaltung verwirklicht werden kann, die aus einer zylindrischen oder Archimedes-Spirale gebildet ist. Von einer zylindrischen Spirale mit einer ungeraden Anzahl von übereinander liegenden Schichten erhaltenen aktiven Schaltungen C_i sind durch eine ganze Zahl von Windungen gebildet, der eine halbe Endwindung zugefügt wird; die zweiphasige Schaltung wird erhalten, indem die beiden halben Windungen von zwei identischen Schaltungen derart verbunden werden, dass die beiden Schaltungen C_i , ausgehend von der Verbindungsstellung, mit umgekehrtem Drehsinn aufgewickelt sind. Die zweiphasige, mit einer Archimedes-Spirale aufgewickelte Schaltung besteht aus zwei, als Archimedes-Spirale aufgewickelten Schaltungen C_i , die ausgehend von der Anfangsstelle mit umgekehrtem Sinn aufgewickelt werden müssen. Die Wicklungen mit zylindrischer und Archimedes-Spirale sind insbesondere für hohe Drücke geeignet.

C) DIE BETRIEBSWEISE DER MASCHINE ALS TURBINE UND ALS PUMPE

[0010] Es wurde festgelegt, dass im Intervall $\theta(0^\circ, 180^\circ)$ nur die Ventile der Schaltung C_1 , wo die linksgängige Kraft f_1 (siehe Figur 1/5 und das im Intervall $\theta(180^\circ, 360^\circ)$ nur die Ventile der Schaltung $C_{1'}$, geöffnet sind, wo die rechtsgängige Kraft $f_{1'}$ entwickelt wird.

[0011] Es wurde überdies festgelegt, dass die Außenkraft f_e den Sinn von S_A zu S_B (siehe Figur 1/5) hat und dass daher sie einen gegenüber den Trägheitskräften f_1 und $f_{1'}$, entgegengesetzten Sinn besitzen, die in den Schaltungen C_i entwickelt werden, wo $i = 1, 1'$.

[0012] Aus den festgesetzten Bedingungen ergibt sich, dass die Reihe ($f_i - f_e$) die Beschleunigung der Masse m_0 der Flüssigkeit der Schaltung C_i erzeugt, ausgedrückt durch:

$$(1) \frac{d^2 S_i}{dt^2} = \frac{1}{m_0} (\bar{f}_i - \bar{f}_e)$$

Aus (1) wird der folgende Wert der Relativverschiebung der Flüssigkeit der Schaltung C_i in $\theta(0^\circ, 180^\circ)$ und in $\theta(180^\circ, 360^\circ)$ abgeleitet:

$$(2) S_i(180^\circ) = 2\pi\varphi_0 r_0 \frac{n^2 - n_0^2}{n^2}$$

wo φ_0 der höchste Drehwinkel der Schwingbewegung des Rotors ist, welcher der mittlere Wert \bar{f} entspricht, und n_0 ist die Drehzahl pro Sekunde der Kurbel, welche der Gleichung $\bar{f}_i - \bar{f}_e$ entspricht.

[0013] Von (2) wird der mittlere Wert der Geschwindigkeit der Flüssigkeit in der Schaltung C_i in $\theta(0^\circ, 180^\circ)$ und $\theta(180^\circ, 360^\circ)$ abgeleitet:

$$(3) \bar{v}_c = n S_i(180^\circ) = 2\pi\varphi_0 r_0 \frac{n^2 - n_0^2}{n}$$

EP 1 255 043 A2

aus dem sich die Förderleistung ergibt:

$$(4) \quad Q = \bar{v}_c S_c$$

5
[0014] Für $n < n_0$ besitzt die Geschwindigkeit \bar{v}_c , ausgedrückt durch (3) einen rechtsgängigen Sinn, der zu jenen von f_i entgegengesetzt ist und die als Turbine laufende Maschine überträgt dem Rotor die Leistung $\bar{f}_i \bar{v}_c$ die von der Flüssigkeit der Schaltung C_i abgegeben wird. Für $n > n_0$ besitzt die Geschwindigkeit \bar{v}_c einen Sinn gleich jenem von f_i und die als Pumpe laufende Maschine mit einer Förderhöhe f_e , entnimmt dem Rotor die Leistung

$$(5) \quad P_{fi} = \bar{v}_c \bar{f}_i$$

die der Flüssigkeit der Schaltung C_i übertragen wird.

15
[0015] Aus der Integration der Formel (1) ergibt sich, dass im Betrieb als Turbine für $n < n_0$ die Flüssigkeit der Schaltung C_1 , im Bereich des Schließwinkels $\theta = 180^\circ$ seines Ventils V_1 eine höchste Relativgeschwindigkeit mit identischem Sinn mit jenem des Rotors hat, ausgedrückt durch:

$$(6) \quad v_c(180^\circ) = 4\pi\varphi_0 r_0 \frac{n^2 - n_0^2}{n}$$

20
[0016] Die Schließung des Ventils V_1 verursacht daher die Übertragung dem Rotor R_1 der kinetischen Energie:

$$(7) \quad E_c = m_0 \frac{v_c^2(180^\circ)}{2}$$

30
[0017] Dieselbe Erscheinung wiederholt sich für den Winkel $\theta = 360^\circ$, im Bereich dessen bei Schließung des Ventils V_1 man die Übertragung auf die Schaltung R_1 , mit einer Höchstgeschwindigkeit und identischem Sinn mit jenem der Flüssigkeit, einer identischen Energie E_c der Flüssigkeit der Schaltung C_1 , hat. Die von der Flüssigkeit der Schaltungen für die Schließung der Ventile entwickelte Leistung ist:

$$(8) \quad P_{CH} = nm_0 \frac{v_c^2(180^\circ)}{2}$$

40
[0018] Für die (5) und die (8) ergibt sich, dass die gesamte durch die Turbine entwickelte Leistung ist:

$$(9) \quad P = P_{fi} + P_{CH} = \bar{f}_i \bar{v}_c + nm_0 \frac{v_c^2(180^\circ)}{2}$$

45
[0019] Die Leistung P wird dem Rotor R_1 und der Kurbelwelle gemäß folgenden Gleichungen übertragen:

$$(10) \quad P = P_{fi} + P_{CH} = P_{R1} = P_{MA} \quad \text{ove} \quad P_{R1} = r_0 \bar{f}_{R1} \dot{\varphi}$$

50
 in der \bar{f}_{R1} der mittlere Wert der durch die Leistung P_{fi} und P_{CH} am Rotor verursachten Reaktion ist; und $\dot{\varphi}$ der mittlere Wert der Drehgeschwindigkeit des Rotors R_1 in $\varphi(0, \varphi_0)$ ist; überdies

$$(11) \quad P_{MA} = r_{MA} \bar{f}_{MA} \dot{\theta}$$

55
 wo r_{MA} der Radius der Kurbel und \bar{f}_{MA} der mittlere Wert der durch die Leistung P_{R1} verursachte Reaktion auf die Kurbel ist.

[0020] Ähnliche Erscheinungen liegen beim Betrieb der Maschine als Pumpe bei der Schließung der Ventile vor.

[0021] Den vorstehenden Beziehungen wird entnommen, dass im Betrieb der Maschine als Turbine der mittlere Wert des der Welle a_{MA} der Kurbel und dem Verbraucher übertragenen Momentes auf die Summe $(P_{fi} + P_{CH}) / \theta'$ zurückzuführen ist, die sich beim Ändern der Drehzahl n pro Sekunde von einem Höchstwert für $n = 0$ bis zu einem Nullwert von $n = n_0$ ändert.

[0022] Der genannte Verlauf erfolgt kontinuierlich und automatisch und ohne Verwendung von jeglicher besonderen Vorrichtung.

[0023] Für $n > n_0$ wird die Maschine als Pumpe betrieben, welche die durch $P_i = n f_i S(180^\circ)$ ausgedrückte Leistung entwickelt. Sie weist die folgenden Vorteile auf: 1) Die Pumpe hat eine obere Grenze von Drehzahlen pro Sekunde, die nur durch den mechanischen Widerstand ihrer Komponente festgesetzt ist und nicht auf funktionelle Gründe wie beispielsweise in der Kolbenpumpe zurückzuführen sind; sie hat überdies keine bevorzugte Geschwindigkeit wie beispielsweise eine Kreiselpumpe. 2) Die Pumpe entwickelt beim Ändern der Drehzahl pro Sekunde eine Förderleistung, einen Druck und eine Leistung, die jeweils mit n , n^2 , n^3 zunehmen, während der Wirkungsgrad dazu neigt, mit n zu zunehmen; daher kann sie beim Ändern der Drehzahlen pro Sekunde innerhalb eines zweiten Intervalls ihr Anwendungsfeld ändern. 3) Die Pumpe besitzt, außer den Ventilen, keine mechanischen Bestandteile, die mit der zu pumpenden Flüssigkeit in Berührung kommen; sie ist deshalb besonders geeignet mit einer zweckmäßigen Wahl von Materialien gefährliche und ätzende Flüssigkeiten zu pumpen.

D) DER ÖFFNUNGS- UND SCHLIESSUNGSMECHANISMUS DER VENTILE

[0024] Der Mechanismus besteht (siehe Figur 2/5): - 1) aus vier Wellen a_i ($i=1,2,3,4$), die auf Lagern mit vertikaler Achse umlaufen, die in mittiger Position an den Seitenwänden der Schaltungen C_i befestigt sind; 2) aus einer Verzahnung D_i ($i = 1, 2, 3, 4$), die am Ende einer jeden Welle a_i in einer zu den Schaltungen äußeren Position befestigt ist; 3) aus einer Schließungs- und Öffnungsscheibe L_i ($i = 1, 2, 3, 4$), von denen jede an der entsprechenden Welle a_i innerhalb der entsprechenden Schaltung C_i befestigt ist; 4) zwei zylindrische Segmente 8 und 9, die am Stützrahmen befestigt sind, auf denen jeweils zwei Verzahnungen d_i ($i = 1, 2, 3, 4$) befestigt sind, von denen jede mit der entsprechenden Verzahnung D_i nur bei einer Drehung von 90° der entsprechenden Scheibe L_i verbunden werden kann. In der Annahme einer Sinusverschwenkung des Rotors R_1 und einer linksgängigen Drehung des Rotors R_1 in $\theta(-90^\circ; +90^\circ)$ bei der Änderung des Winkels θ der Kurbel in $(0^\circ, 180^\circ)$ und des entsprechenden Winkels ω des Rotors, gibt der Mechanismus die folgenden Ergebnisse: 1) für $\theta=0$, und $\omega = 0$ sind die vier Scheiben L_i der Ventile V_i in Schließstellung und die Geschwindigkeit $\omega' > 0$ des Rotors R_1 hat einen Höchstwert; eine Zunahme von θ beträgt die Koppelung der Verzahnungen (D_1, d_1) und (D_2, d_2) und den Beginn der Öffnungsphase, die mit $\theta=\theta_1$ und $\omega=\omega_1$ mit einer tangentialen Position von L_1 und L_2 gegenüber der Längsachse von C_1 aufhört; gleichzeitig behalten die Scheiben L_3 und L_4 die Schließstellung; 2) für $\theta=90^\circ$ und $\omega=\omega_0$ ist die linksgängige Kraft $f_i > 0$ die höchste und die Geschwindigkeit ω' von R_1 ist Null; 3) mit einer Zunahme von θ hat man eine Geschwindigkeit des Rotors $\omega' < 0$ und eine Kraft $f_i > 0$ bis für $\theta=180^\circ - \theta_1$ und $\omega = \omega_1$ die Entkoppelung der Verzahnungen (D_1, d_1) und (D_2, d_2) beginnt; 4) für $\theta=180^\circ$ und $\omega=0$ und eine höchste, rechtsgängige Geschwindigkeit $\omega' < 0$ wird die Koppelung der Verzahnungen (D_1, d_1) und (D_2, d_2) beendet, die Schließung der Scheiben L_1 und L_2 wird vervollständigt und es beginnt die Kämmung der Zähne (D_3, d_3) und (D_4, d_4) . 5) Für $\theta=180^\circ + \theta_1$ und $\omega=-\omega_1$ haben die Scheiben die tangential Position gegenüber der Achse der Schaltung C_1 erreicht. 6) Für $\theta=270^\circ$ und $\omega=-\omega_0$ ist die rechtsgängige Kraft $f_i < 0$ die höchste und die Geschwindigkeit ω' null. 7) Einer Erhöhung θ entspricht eine Geschwindigkeit $\omega' > 0$ und $f_i < 0$; bis für $\theta=360^\circ - \theta_1$ und $\omega = -\omega_1$ die Entkoppelungsphase der Verzahnungen (D_3, d_3) und (D_4, d_4) , beginnt, die bei $\theta=360^\circ$, $\omega=0$, Höchstgeschwindigkeit $\omega' > 0$ und Scheiben L_3 und L_4 in Schließstellung beendet wird.

[0025] Es ist klarzustellen, dass der Schließ- und Öffnungsvorgang der Ventile V_i mit der Drehung eines sehr kleinen Winkels ω_1 aufgrund des sehr hohen Übertragungsverhältnisses (Radius r_0 von C_i / Radius von a_i) erfolgt. Die Position des Schwerpunktes der Wellen a_i vernichtet das auf sie durch die Bewegung der Flüssigkeit erzeugte Moment, wobei ihre Beanspruchung herabgesetzt wird. Um hydraulische Verluste zu vermeiden, werden Stopfbüchsen im Bereich der Durchgänge der Schaltungen C_1 und C_1' seitens der Wellen 1 und 1' angeordnet.

E) DIE IN DER FLÜSSIGKEIT DER TURBOPUMPE VERWENDETEN TRÄGHEITSKRÄFTE UND DIE AUSWUCHTUNG DER DEM STÜTZRAHMEN ÜBERTRAGENEN REAKTIONEN.

[0026] Wie oben beschrieben, sind die im Betrieb der Turbopumpe (siehe Figur 3/5) verwendeten Trägheitskräfte zweier Arten: a) das Paar von Rotationsträgheitskräften f_1 und f_1' , mit identischem halbsinusförmigen Verlauf; die Kraft f_1 hat einen linksgängigen Sinn und wird in $\theta(0^\circ, 180^\circ)$ in der Flüssigkeit der Schaltung C_1 durch eine Geschwindigkeitsänderung des Rotors R_1 von einem linksgängigen Höchstbetrag auf einen rechtsgängigen Höchstbetrag erzeugt; die Kraft f_1' hat einen rechtsgängigen Sinn und ist in $\theta(180^\circ, 360^\circ)$ in der Flüssigkeit der Schaltung C_1' durch eine Geschwindigkeitsänderung des Rotors R_1 gleichen und entgegengesetzten Betrages erzeugt; b) das Paar von Trägheitskräften impulsiver Art f_{CH} und f_{CH}' die der Schließung der Ventile der Schaltungen C_1 und C_1' am Ende der ge-

nannten beiden Intervalle und beim abrupten Anhalten der Relativgeschwindigkeit der Flüssigkeit der Schaltungen C_i , den Höchstwert erreicht hat und überdies von einer höchsten und gleichgerichteten Drehgeschwindigkeit des Rotors begleitet wird. Die Kräfte f_{CH} sind nützlich, da sie dem Rotor die kinetische Energie der Geschwindigkeit der Flüssigkeit zurückerstatten und weil sie den Verlauf der Trägheitskräfte f_i an den Stellen ausgleichen, wo sie Null sind (siehe Figur 3/5).

[0027] Die Auswuchtung der Reaktionen auf die der Schwingbewegung des Rotors zurückzuführenden und dem Stützrahmen übertragenen Trägheitskräfte können unter Verwendung eines Schwungrades erhalten werden, das ein Drehkreismoment identisch jenem des Rotors R_1 gegenüber einer Drehachse parallel zu jener von R_1 besitzt. Er muss überdies einer Schwingbewegung ausgesetzt werden, die sich nur wegen einer Phasendifferenz von 180° gegenüber der Phase des auszuwuchtenden Rotors unterscheidet.

F) DIE TURBOPUMPE, VERBUNDEN MIT EINEM LADUNGSBEHÄLTER UND EINEM ENTLADUNGSBEHÄLTER

[0028] Sie besteht (siehe Figur 4/5) aus einer Maschine, die identisch zu jener wie in der Figur 1/5 dargestellt ist. In ihr ist der Querschnitt S_A mittels eines Rohres mit einem Ladungsbehälter S_C verbunden, der an einer geodätischen Höhe angeordnet ist, die den Druck p_e und die äußere, an die Maschine angebrachte Kraft $f_e = p_e \cdot S_A$, entwickelt. Die äußere Kraft f_e kann auch von einer Pumpe entwickelt werden, deren Ausgang mit dem Querschnitt S_A verbunden ist. Die Pumpe kann insbesondere auf die Rotationsträgheitskräfte begründet werden. Der Querschnitt S_B ist mittels eines Rohrs mit einem Entladungsbehälter S_S verbunden. Die Schwingung des Rotors R_1 wird durch ein System Koppelstange - Kurbel verursacht, so wie in der Zeichnung dargestellt, oder durch eine Welle a_{MA} an der ein Lager in außermittiger Position angebracht ist, dessen Außenring zwischen zwei am Rotor R_1 , wie oben beschrieben, befestigten Scheiben umläuft. Die Schwingung des Rotors R_1 erzeugt die Trägheitskräfte, der mittlere Wert, und in der Annahme einer sinusförmigen Schwingung des Rotors, ist wie oben angegeben $\bar{f}_i = 8\pi m_0 \varphi_0 r_0 n^2$. Die Maschine wird als Turbine oder als Pumpe betrieben, je nachdem ob der Betrag der Drehzahl pro Sekunde der Welle der Kurbel eines mittleren Betrages gleich f_i oder \bar{f}_i kleiner oder größer von $n = n_0 = (f_e/m_0 \varphi_0 r_0)^{1/2}$ ist. Die Betriebsweise der Maschine als Turbine erlaubt die potentielle, im Behälter S_C gesammelte Druckenergie in mechanische Energie der Welle der Kurbeln a_{MA} umzuwandeln, wobei die Verwendung dieser Energie für mechanische Zwecke erlaubt wird. Ein an der Welle a_{MA} angebrachter Motor erlaubt mit $n > n_0$ die Betriebsweise der Maschine als Pumpe, um die Flüssigkeit vom Behälter S_S aus dem Behälter S_C , zu überführen, um eine nachfolgend verwendbare Energiereserve zu schaffen.

G DIE EINSTELLUNG DER ZWISCHEN EINEM MOTOR UND EINEM VERBRAUCHER AUSGEWECHSELTEN LEISTUNG

[0029] Die Einstellung der zwischen der Welle a_{MO} eines Motors MO und der Welle a_{UT} eines Verbrauchers UT ausgetauschten Leistung beträgt die beiden folgenden Probleme: a) die Einstellung der von der Welle a_{MO} der Welle a_{UT} übertragenen Leistung; b) Die Einstellung der von der Welle a_{UT} der Welle a_{MO} übermittelten Leistung und seine Verwendung.

[0030] In der Annahme dass $\bar{f}_j \cdot \bar{f}_i > 0$ wo $j = 2, 2'$ und $i = 1, 1'$ (siehe Figur 5/5) hat man eine rechtsgängige Geschwindigkeit v_c der in der Schaltung enthaltenen Flüssigkeit, der die Querschnitte S_{A1} , S_{B1} , S_{B2} e S_{A2} angehören. Die Maschine M_{A2} wird daher als Pumpe betrieben, welche die mechanische Leistung der Welle a_{MO} des Motors MO in hydraulische Leistung umwandelt, die der als Turbine laufenden Maschine M_{A1} übertragen wird. Diese wandelt die hydraulische Leistung in mechanische Leistung um, die der Welle a_{UT} des Verbrauchers UT übertragen wird.

[0031] Wird mit n_1 und n_2 jeweils die Drehzahl pro Sekunde der Wellen a_{UT} und a_{MO} angegeben, so kann behauptet werden, dass: a) die Maschine M_{A1} entwickelt eine Null-Leistung für $n_1 = 0$ und für $n_1 = n_2$; während für n_1 für $0 < n_1 < n_2$ man hat

$$P = \bar{f}_i \bar{v}_c + P_{CH} \neq 0 \text{ ove } \bar{f}_i = 8\pi m_0 \varphi_0 r_0 n_1^2 \text{ e } \bar{v} = K(n_2 - n_1);$$

b) die Maschine M_{A1} für $n_1 = n_M$ wo $n_1 < n_M < n_2$, eine Höchstleistung P_M entwickelt; daher nimmt das auf die Welle des Verbrauchers $M_{UT} = P/2\pi n_1$ im Intervall $n_1(0, n_M)$ angewandte Moment mit Zunahme von n_1 zu, während es mit der Zunahme von n_1 in $n_1(n_M, n_2)$ abnimmt.

[0032] Daher entwickelt la M_{A1} per $\bar{f}_2 \cdot \bar{f}_1 > 0$ ein ideales Moment für die Verbindung eines beliebigen Motors mit einem beliebigen Verbraucher.

[0033] Für $\bar{f}_2 \cdot \bar{f}_1 > 0$ werden die Maschinen M_{A2} und M_{A1} jeweils als Turbine und als Pumpe betrieben und die mit a_{UT} verbundene mechanische Leistung wird a_{MO} übertragen. In diesem Fall kann die entsprechende Energie, sollte die Erscheinung kurzfristig sein, in Schwungmassen gespeichert werden; ist die Erscheinung langfristig, kann sie mit anderen, geeigneten Systemen verwendet werden.

[0034] Die Änderung des Zeichens des Verhältnisses $\bar{f}_2\bar{f}_1$ kann man einfach erhalten, indem die Drehzahl pro Sekunde von MO verändert wird. Die Serie der beiden Maschinen MA₂ und MA₁ ist auch in Anwesenheit eines sehr hohen Verhältnisses zwischen der Schwingfrequenz zugelassen und ohne Notwendigkeit eines Untersetzungsgetriebes.

[0035] Das System kann besonders vorteilhaft auf dem Gebiet des Kraftfahrantriebes sein, indem die Gangschaltung mit Zahnrädern mit einer begrenzten Anzahl von Übersetzungen und überdies mit einer Kupplung und einer geeigneten Steuerung, mit dem oben genannten System ersetzt werden, mit einer automatischen und kontinuierlichen Einstellung; $\bar{f}_2\bar{f}_1 > 0$ überdies, wie unter dem Punkt b) angenommen, kann das vorgeschlagene System auch mit der Energiedispersion von $\bar{f}_2\bar{f}_1 > 0$ mehr oder weniger ausgedehnte Bremsungen, wobei sie zweckmäßiger Weise nach ihrer Übertragung auf die Motorwelle verwendet werden kann.

Patentansprüche

1. Maschine, begründet auf Rotorträgheitskräfte, betrieben als Turbine oder als Pumpe, **dadurch gekennzeichnet, dass** sie aus den folgenden Bestandteilen besteht:

a) einem Mechanismus, der aus einer Kurbelwelle, einer Kurbel und einer Koppelstange besteht, um die Schwingbewegung eines Rotors R₁ zu erzeugen;

b) einem am Rotor R₁, befestigtes, gekrümmtes und auf sich selbst geschlossenes Rohr, das mit einem Eingang S_A und einem Ausgang S_B in Verbindung steht, die das Rohr in zwei Schaltungen C₁ und C₁ derart unterteilen, dass die Flächen ihrer Projektion auf eine zur Schwingachse des Rotors R₁ senkrechten Ebene gleich sind;

c) vier zweisinnigen Ventilen, von denen jedes an einem Ende der Schaltung C₁ und C₁, eingebaut und durch einen Mechanismus gesteuert ist, der bei jeder vollständigen Schwingung des Rotors R₁, entsprechend einer linksgängigen Drehung von 360° der Kurbel, die Öffnung des Paares von Ventilen der Schaltung C₁ nur im Intervall θ (0°, 180°) und die Öffnung der Ventile der Schaltung C₁ nur im Intervall θ (180°, 360°) beträgt, wobei der Ursprung der Winkel θ derart festgelegt ist, dass dem $\theta=0^\circ$ die höchste linksgängige Geschwindigkeit des Rotors und dem $\theta=180^\circ$ die höchste rechtsgängige Geschwindigkeit entspricht, wobei auf diese Art und Weise die Flüssigkeit der Schaltung C₁ eine linksgängige Trägheitskraft f₁ und die Flüssigkeit der Schaltung C₁, eine identische, rechtsgängige Trägheitskraft f₁, entwickelt; wobei beide in Richtung des Querschnittes S_A gerichtet sind, an welche die äußere Kraft f_e mit entgegengesetztem Sinn angelegt ist, wobei die Kräfte f_i mit der Drehgeschwindigkeit der Kurbeln derart zunehmen, dass für einen mittleren Wert von f_i kleiner als f_e, die Geschwindigkeit der Flüssigkeit der Schaltung C_i einen Sinn von S_A zu S_B hat und die Maschine als Turbine betrieben wird; während für $\bar{f}_i > \bar{f}_e$ die Maschine als Pumpe betrieben wird.

2. Maschine nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Öffnungs- und Schließungsmechanismus der Ventile aus den folgenden Bestandteilen besteht:

- einer Welle, die parallel zu jener des Rotors R₁ ist, in der Schwerpunktstellung innerhalb der Schaltung C₁ auf den am Rotor R₁ befestigten Lagern außerhalb der Schaltung C_i umläuft und eine Seitenverzahnung besitzt;
- einer an der Welle innerhalb der aktiven Schaltung befestigten Scheibe zur Ausführung der Öffnung und der Schließung des Ventils;
- einen am Stützrahmen befestigten, zylindrischen Segment mit einer Verzahnung, die für die Hin- und Herbewegung des Rotors R₁ längs eines kurzen Bogens mit der oben erwähnten zweiten Verzahnung kämmt, wobei die Gesamtheit derart bereitgestellt ist, dass bei jeder Verschwenkung von 180° der Kurbelwelle, die oben erwähnte Welle zusammen mit dem Rotor um einen Winkel $\pm\varphi_0$ verschwenkt wird und mit der Verzahnung des zylindrischen Segmentes am Anfang und am Ende der Winkelstrecke wechselweise die Verschwenkung von $\pm 90^\circ$ des Schließ- und Öffnungsorgans des Ventils verursacht, wobei ein identischer Mechanismus für jedes Ventil vorgesehen ist.

3. Maschine nach einem der vorstehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Schließ- und Öffnungsorgan der aktiven Schaltungen aus einer Scheibe besteht, die an einer Drehwelle in einer derartigen Position befestigt ist, dass das an der Welle durch die Bewegung der Flüssigkeit der Schaltung erzeugte Moment Null ist.

4. Maschine nach einem der vorstehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die dem Stützrahmen übertragenen und durch die Trägheitskräfte der Schwingbewegung des Rotors R₁ verursachten Reaktionen durch die

EP 1 255 043 A2

Verwendung eines Schwungrades ausgeglichen werden, das ein Trägheitsmoment identisch mit jenem des Rotors R_1 besitzt und um eine Achse parallel zu jener des Rotors R_1 herum einer Schwingbewegung unterliegt, die von jener des Rotors R_1 nur durch eine Phasendifferenz gleich 180° verschieden ist.

- 5
5. Maschine nach einem der vorstehenden Ansprüche, **gekennzeichnet durch** das System bestehend aus der Ladungsbehälter S_c -Turbopumpe-Entladungsbehälter S_s , wobei die Maschine als Turbine mit einer Drehzahl pro Sekunde der Kurbelwelle $n < n_0$ betrieben wird, für welches der mittlere Wert der in den aktiven Schaltungen der Maschine entwickelten Trägheitskräfte kleiner ist als die äußere Kraft, die **durch** die geodätische Höhe des Ladebehälters S_c erzeugt wird, wobei in diesem Zustand die Turbine die Druckenergie des Behälters S_c in mechanische Energie des Verbrauchers umwandelt, wobei ein ideales Moment verwendet wird, das mit der Zunahme der Drehzahl pro Sekunde seiner Welle abnimmt, wobei gleichzeitig die verwendete Flüssigkeit in den Entladungsbehälter S_s entladen wird, wobei ein an der Kurbelwelle mit einer Drehzahl pro Sekunde $n < n_0$ angewandter Motor den Betrieb der Maschine als Pumpe und die Überbringung der Flüssigkeit vom Behälter S_s an den Behälter S_c beträgt, wobei eine danach verwendbare Energiereserve gebildet wird.
- 10
- 15
6. Maschine nach Anspruch 1, **gekennzeichnet durch** die Reihe von zwei Maschinen M_{A2} und M_{A1} , mit Querschnitt (S_{A2}, S_{A1}) und (S_{B1}, S_{B2}) , die hydraulisch mit den Kurbelwellen von M_{A2} und M_{A1} verbunden sind, die jeweils mittels Koppelstangen mit der Welle des Motors a_{MO} und des Verbrauchers a_{UT} , verbunden sind, wobei für $\bar{f}_2 - \bar{f}_1 > 0$ die Maschine M_{A2} als Pumpe betrieben wird, welche die in hydraulische Leistung umgewandelte Leistung des Motors MO M_{A1} überträgt, die als Turbine betrieben wird; wobei diese die hydraulische Leistung in mechanische Leistung umwandelt, und sie dem Verbraucher überträgt, wobei ein Moment abnehmend mit der Zunahme der Drehzahlen pro Sekunde verwendet wird, wobei die genannte Reihe vorteilhafter Weise jegliche Gangschaltung mit Zahnrädern ersetzen kann, wobei die Reihe für $\bar{f}_2 - \bar{f}_1 < 0$ dem Motor die kinetische Energie des Verbrauchers überträgt, die zweckmäßiger Weise verwendet werden kann.
- 20
- 25
7. Maschine nach einem der vorstehenden Ansprüche, **gekennzeichnet durch** die Verbindung der beiden Maschinen M_{A2} e M_{A1} , die sich die hydraulische und die mechanische Leistung auch in Anwesenheit eines sehr hohen Verhältnisses der beiden Frequenzen ihrer Schwingbewegung austauschen; wobei so die Verwendung eines Untersetzungsgetriebes verhindert wird.
- 30
- 35
- 40
- 45
- 50
- 55

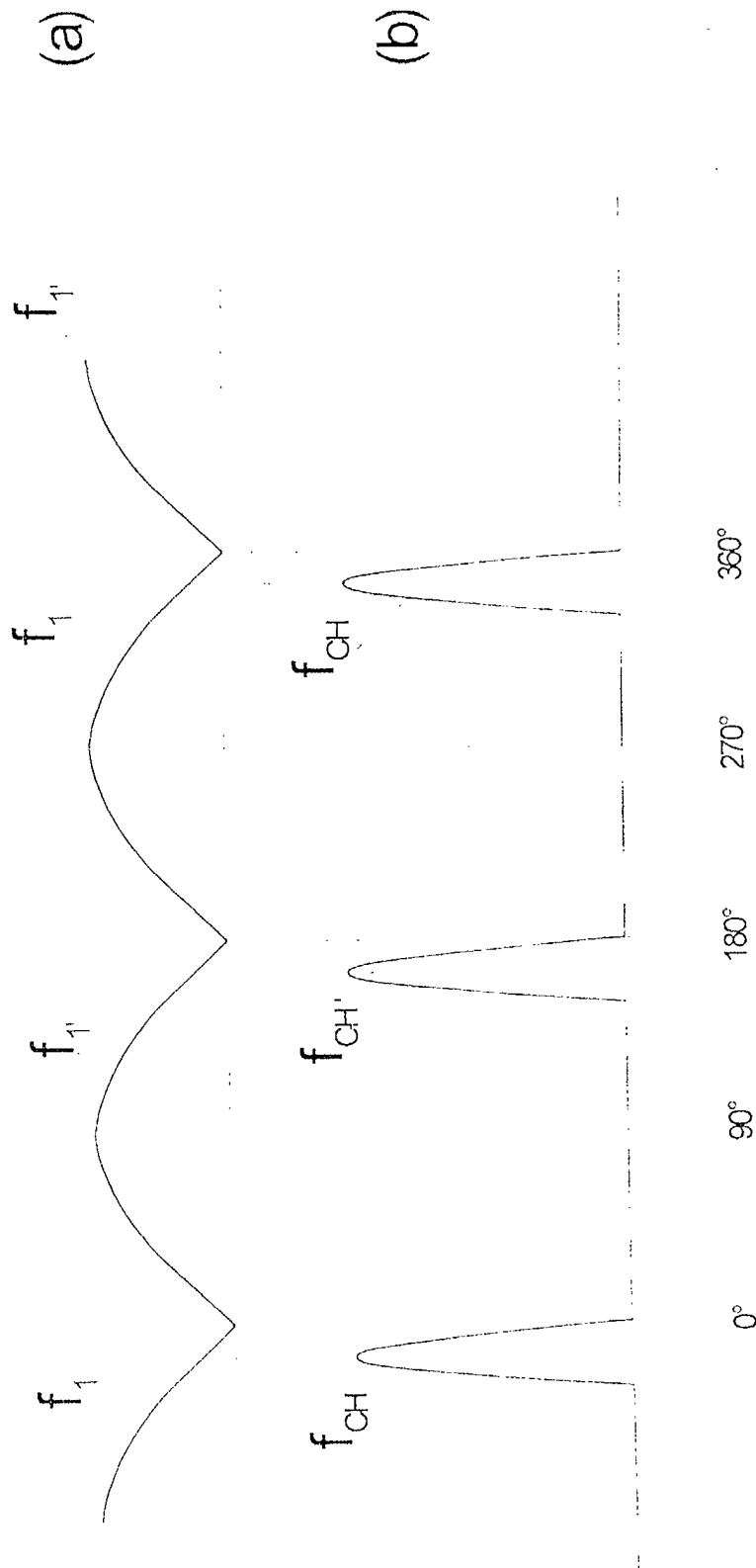


Fig. 3

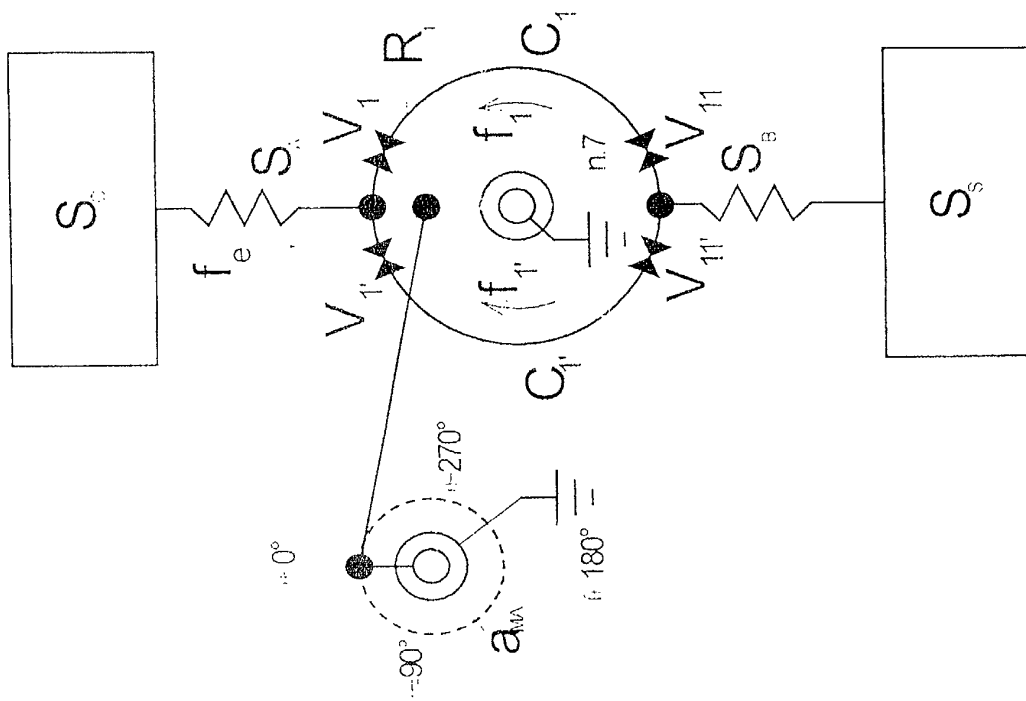


Fig. 4

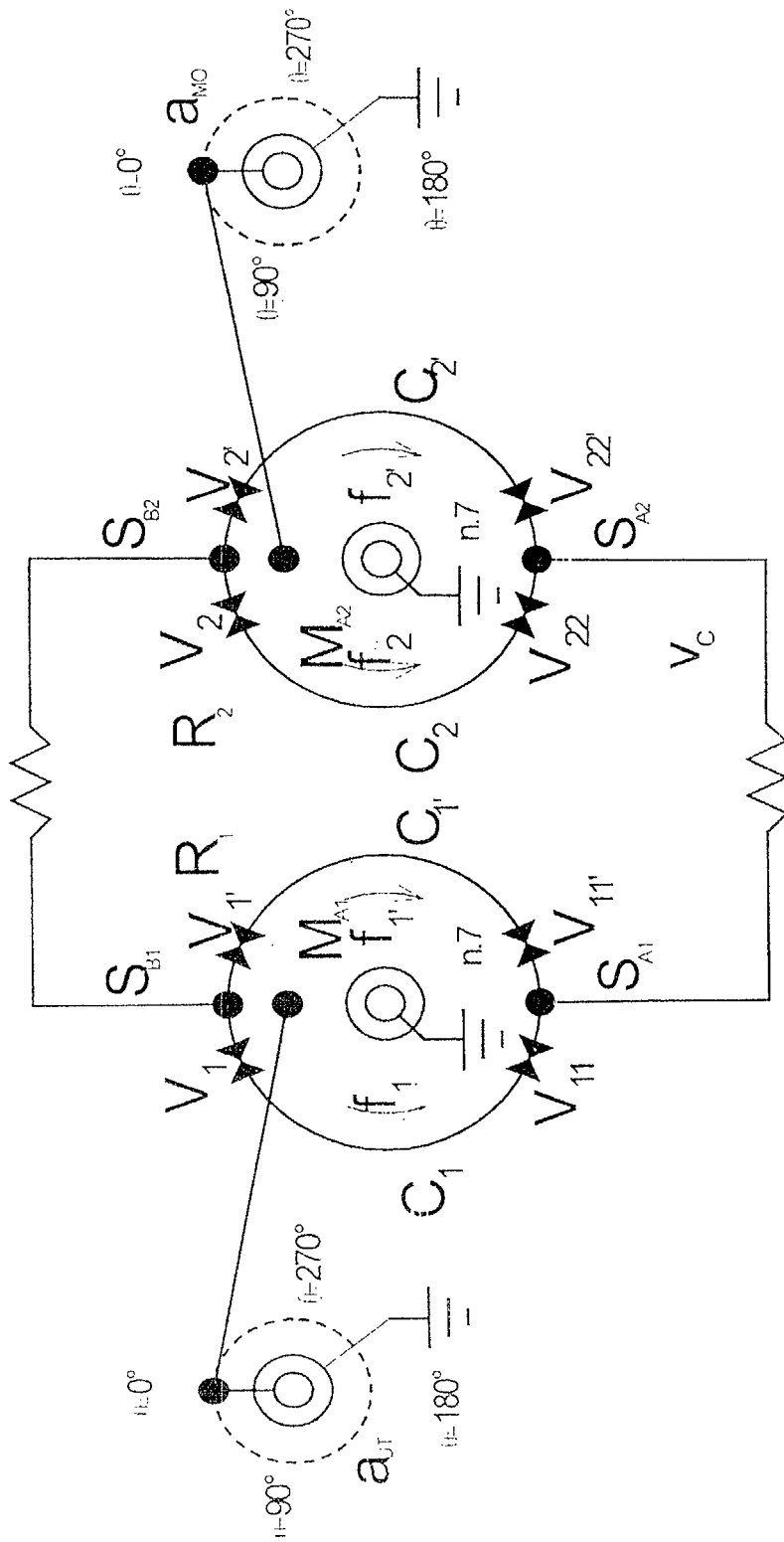


Fig. 5