



SCHWEIZERISCHE EIDGENOSSENSCHAFT
BUNDESAMT FÜR GEISTIGES EIGENTUM

⑤① Int. Cl.³: B 23 Q

1/16

Erfindungspatent für die Schweiz und Liechtenstein

Schweizerisch-liechtensteinischer Patentschutzvertrag vom 22. Dezember 1978

⑫ **PATENTSCHRIFT** A5

⑪

646 084

⑳① Gesuchsnummer: 2108/80

㉔② Anmeldungsdatum: 18.03.1980

㉔③ Priorität(en): 20.03.1979 DE 2910819

㉔④ Patent erteilt: 15.11.1984

㉔⑤ Patentschrift
veröffentlicht: 15.11.1984

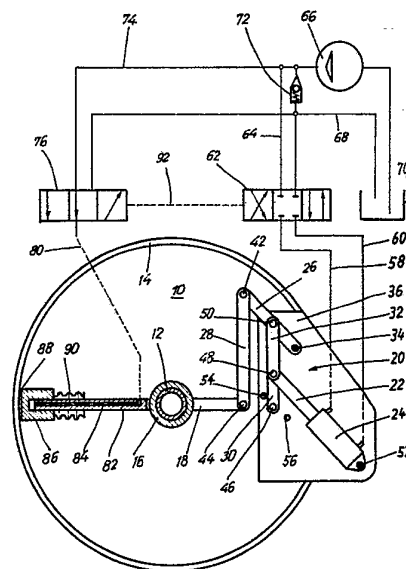
㉔⑦ Inhaber:
Festo-Maschinenfabrik Gottlieb Stoll, Esslingen
(DE)

㉔⑦② Erfinder:
Stoll, Kurt, Dipl.-Ing., Esslingen (DE)
Glättli, Hans Heinrich, Dipl.-Phys., Küsnacht ZH

㉔⑦④ Vertreter:
Patentanwälte Dr.-Ing. Hans A. Troesch und
Dipl.-Ing. Jacques J. Troesch, Zürich

⑤④ **Rundschalttisch.**

⑤⑦ Ein Rundschalttisch besitzt eine um eine raumfeste Achse drehbare Platte (10) zum Tragen von Werkstücken, einen Antriebsmotor (24) und ein zwischen Antriebsmotor und drehbarer Platte angeordnetes Schrittschaltgetriebe (20). Bei diesem Rundschalttisch arbeitet der Antriebsmotor auf die drehbare Platte über ein Hebelgestänge (20), das sowohl zu Beginn als auch zu Ende eines Indexierungshubes zwei gelenkig verbundene Hebel (26, 32) aufweist, deren Längsachsen dann fluchten.



PATENTANSPRÜCHE

1. Rundschalttisch mit einer um eine raumfeste Achse drehbaren Platte zum Tragen von Werkstücken, mit einem Antriebsmotor und mit einem zwischen Antriebsmotor und drehbarer Platte angeordneten Schrittschaltgetriebe, dadurch gekennzeichnet, dass der Antriebsmotor (24) auf die drehbare Platte (10) über ein Hebelgestänge (20) arbeitet, das sowohl zu Beginn als auch zu Ende eines Indexierungshubes zwei gelenkig verbundene Hebel (26, 28 bzw. 30, 32; 100, 104 bzw. 110, 116; 144b, 158) aufweist, deren Längsachsen dann fluchten.

2. Rundschalttisch nach Anspruch 1, gekennzeichnet durch ein erstes Paar gelenkig verbundener Hebel (26, 28; 100, 104), von denen der erste um eine raumfeste Achse (34; 112) drehbar ist und der zweite gelenkig (44; 118) mit einem auf die drehbare Platte (10) arbeitenden Antriebsteil (18, 120) verbunden ist, und durch ein zweites Paar gelenkig verbundener Hebel (30, 32; 100, 104), von denen der erste um eine raumfeste Achse (46; 102) drehbar ist und der zweite gelenkig (50; 108) mit einem der Hebel des ersten Paares verbunden ist, wobei der Antriebsmotor (24) auf einen der Hebel des zweiten Paares arbeitet (Fig. 3).

3. Rundschalttisch nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass der Antriebsmotor am Rahmen (36, 38) des Tisches angelenkt (52) ist und ein linear bewegtes Antriebsteil (22) aufweist, welches seinerseits gelenkig mit dem einen der Hebel des zweiten Paares verbunden ist.

4. Rundschalttisch nach Anspruch 2 oder 3, dadurch gekennzeichnet, dass die Längenverhältnisse der Hebel des ersten Paares und des zweiten Paares gleich sind.

5. Rundschalttisch nach einem der Ansprüche 2 bis 4, dadurch gekennzeichnet, dass der Gelenkpunkt (48; 106) zwischen den Hebeln (30, 32; 100, 104) des zweiten Paares in der einen Endstellung auf derjenigen Geraden liegt, auf welcher die Hebel (26, 28; 116, 120) des ersten Paares in der anderen Endstellung liegen.

6. Rundschalttisch nach einem der Ansprüche 2 bis 5, dadurch gekennzeichnet, dass die effektive Länge eines Hebels des ersten Paares oder des zweiten Paares oder die effektive Länge des Antriebsteiles (18; 120) einstellbar ist.

7. Rundschalttisch nach einem der Ansprüche 2 bis 6, gekennzeichnet durch den Schwenkbereich eines der Hebel (30) begrenzende Anschläge (54, 56).

8. Rundschalttisch nach einem der Ansprüche 2 bis 7, dadurch gekennzeichnet, dass der erste Hebel (110) des ersten Paares als Winkelhebel (110a, 110b) ausgebildet ist, dessen erster Arm (110a) mit dem zweiten Hebel (116) des ersten Paares und dessen zweiter Arm (110b) mit dem zweiten Hebel (104) des zweiten Paares gelenkig verbunden ist (6).

9. Rundschalttisch nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, dass der erste Hebel (100) des zweiten Paares um dieselbe Achse (102, 122) drehbar ist, wie das Antriebsteil (120).

10. Rundschalttisch nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, dass der Winkelhebel gleich lange Arme (110a, 110b) hat.

11. Rundschalttisch nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, dass der Winkel zwischen den Armen (110a, 110b) des Winkelhebels gleich demjenigen Winkel ist, welcher in der einen Endstellung zwischen dem Antriebsteil (120) und dem zweiten Hebel (116) des ersten Paares eingeschlossen wird.

12. Rundschalttisch nach einem der Ansprüche 2 bis 11, dadurch gekennzeichnet, dass dem Antriebsteil (120) ein Übersetzergetriebe (124 bis 136) zur Winkelveervielfachung nachgeschaltet ist.

13. Rundschalttisch nach Anspruch 12, dadurch gekennzeichnet, dass das Übersetzungsgetriebe zwei jeweils um eine

raumfeste Achse (130, 132) drehbare Hebel (124, 128) aufweist, deren freie Enden über einen mittleren Hebel (126) gelenkig verbunden sind.

14. Rundschalttisch nach Anspruch 13, dadurch gekennzeichnet, dass die effektive Länge des einen raumfest gelagerten Hebels (128) gleich dem Abstand der raumfesten Achsen (130, 132) ist, dass die effektive Länge des anderen raumfest gelagerten Hebels (124) gleich dem doppelten Abstand dieser Achsen ist und dass die effektive Länge des mittleren Hebels (126) gleich dem $\sqrt{2}$ -fachen des Abstandes der Drehachsen ist.

15. Rundschalttisch nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass ein und dieselben Hebel (144b, 158) in den beiden Endstellungen des Schrittschaltgetriebes fluchten, von denen der erste (144b) um eine raumfeste Achse (148) drehbar ist und der zweite (158) gelenkig (156) mit dem ersten Hebel bzw. dem Antriebsteil (162) verbunden ist.

16. Rundschalttisch nach einem der Ansprüche 13 bis 15, dadurch gekennzeichnet, dass der erste Hebel (144b) über das Übersetzergetriebe zur Winkelveervielfachung angetrieben wird.

17. Rundschalttisch nach Anspruch 16, dadurch gekennzeichnet, dass der erste Hebel (144b) ein Arm eines Winkelhebels (144) ist.

18. Rundschalttisch nach einem der Ansprüche 15 bis 17, dadurch gekennzeichnet, dass der zweite Hebel (158) und gegebenenfalls der treibende Hebel (140) des Übersetzergetriebes an der der raumfesten Achse (148) des ersten Hebels (144b) entsprechenden Stelle gekröpft sind.

19. Rundschalttisch nach einem der Ansprüche 15 bis 18, dadurch gekennzeichnet, dass die effektive Länge des Antriebsteiles (18; 120; 162) einstellbar ist.

20. Rundschalttisch nach einem der Ansprüche 2 bis 19, dadurch gekennzeichnet, dass das mit dem Antriebsteil (162) verbundene Ende des auf dieses arbeitenden Hebels (158) geradlinig geführt ist.

21. Rundschalttisch nach einem der Ansprüche 1 bis 20, dadurch gekennzeichnet, dass der Antriebsmotor ein doppelt wirkender Arbeitszylinder (24) ist.

22. Rundschalttisch nach einem der Ansprüche 1 bis 21, dadurch gekennzeichnet, dass zum Antrieb ein innerhalb eines bestimmten Kraftbereichs eine etwa konstante Verschiebegeschwindigkeit erzeugender Elektromotor, z. B. ein Synchronmotor vorgesehen ist, der auf einer Gewindespindel arbeitet.

23. Rundschalttisch nach einem der Ansprüche 1 bis 21, dadurch gekennzeichnet, dass zum Antrieb ein von einer Pumpe mit konstanter Fördermenge gespeister Hydraulikzylinder vorgesehen ist.

24. Rundschalttisch nach einem der Ansprüche 1 bis 21, dadurch gekennzeichnet, dass zum Antrieb ein Pneumatikzylinder vorgesehen ist, der mit einer Ölbremse zusammenwirkt, um die Geschwindigkeit konstant zu halten.

25. Rundschalttisch nach einem der Ansprüche 1 bis 21, dadurch gekennzeichnet, dass zum Antrieb ein Hydraulikmotor oder -zylinder mit konstantem Druck vorgesehen ist, der über einen genügend grossen Widerstand betrieben wird, dessen Druckabfall etwa dem Quadrat der Durchflussmenge proportional ist.

26. Rundschalttisch nach einem der Ansprüche 1 bis 21, dadurch gekennzeichnet, dass zum Antrieb zwei identische doppelwirkende Hydraulikzylinder (210, 213) vorgesehen sind, die an den beiden Enden eines um eine raumfeste Achse drehbaren Hebels (211 = 30) des zweiten Hebelpaares des Hebelmechanismus angreifen und in entgegengesetzten Richtungen wirken, wobei der eine Hydraulikzylinder mit

zwei kombinierten Drossel- und Rückschlagventilen (215, 216) verbunden ist.

Die Erfindung betrifft einen Rundschalttisch mit einer um eine raumfeste Achse drehbaren Platte zum Tragen von Werkstücken, mit einem Antriebsmotor und mit einem zwischen Antriebsmotor und drehbarer Platte angeordneten Schrittschaltrierte.

Bei derartigen Rundschalttischen erfolgt das Festlegen der Indexierungsposition unter Verwendung von einem oder mehreren rahmenfesten Anschlägen, gegen welche von der drehbaren Platte getragene Anschläge oder ein solcher Anschlag bewegbar sind. Dies hat den Nachteil, dass die auf der Platte angeordneten Werkstücke zu Ende des Indexierungshubes starken negativen Beschleunigungen unterworfen sind. Bei Rundschaltrierte werden auch Schrittrierte verwendet, z. B. Malteserkreuzgetriebe, welche ein sanfteres Anhalten und Anfahren ermöglichen. Derartige Schrittrierte eignen sich jedoch schlecht für Rundschaltrierte mit variabler Teilung. Ausserdem haben diese Schrittrierte einen mechanisch aufwendigen Aufbau und sind verhältnismässig starkem Verschleiss unterworfen, wenn sie abtriebsseitig grosse Kräfte bereitstellen sollen. Dies ist darauf zurückzuführen, dass diese Schrittrierte gegeneinander gleitend verlagerebare Getriebeteile aufweisen.

Durch die vorliegende Erfindung soll ein Rundschaltrierte gemäss dem Oberbegriff des Anspruches 1 geschaffen werden, bei dem unter Verwendung einfacher robuster Bauteile die Vorteile eines sanften Anhaltens bei der Indexierungsposition und eines sanften Beschleunigens aus der Indexierungsposition heraus erhalten werden.

Diese Aufgabe ist ausgehend von dem im Oberbegriff des Anspruches 1 berücksichtigten Stand der Technik erfindungsgemäss gelöst mit den im Kennzeichen des Anspruches 1 aufgeführten Merkmalen.

Bei dem erfindungsgemässen Rundschaltrierte erfolgt die gesamte Bewegungsumformung zwischen dem gleichförmig bewegten Abtriebsteil des Antriebsmotors und der schrittweise bewegbaren Platte unter Verwendung robuster, gelenkig verbundener Hebel. Diese sind so angeordnet, dass man in der Kraftübertragung bei der Indexierungsposition, d. h. zu Beginn und zu Ende eines Indexierungshubes jeweils zwei gelenkig verbundene Hebel vorfindet, deren Längsachsen fluchten. Beim Herausbewegen aus der Indexierungsstellung führt zunächst eine Bewegung des getriebenen Getriebeteiles noch zu keiner nennenswerten Drehung des treibenden Getriebeteiles, da sich die Enden der Hebel längs einer gemeinsamen Tangente an ihre bogenförmige Bahn bewegen. Man hat also eine ähnliche Bewegungscharakteristik wie bei einem Kniehebelgestänge: eine sehr hohe Untersetzung bei Annäherung an die Endlage und eine demgegenüber geringe Untersetzung in dem von der Endlage entfernten Abschnitt des Arbeitshubes.

Damit wird die Endlage der drehbaren Platte weitgehend unabhängig von Schwankungen in der Endlage des Abtriebsteiles des Antriebsmotors; sie hängt nur von der Geometrie des verwendeten Hebelgetriebes ab. Während man bei üblichen Kniehebelgestängen eine solche hohe Untersetzung nur bei einer der Endlagen findet, hat man bei dem erfindungsgemässen Rundschaltrierte eine hohe Untersetzung bei beiden Endlagen des Hebelgetriebes.

Obwohl zur Bewegung schwerer Massen geeignet, lässt sich der erfindungsgemässe Rundschaltrierte preisgünstig herstellen, da das zur Bewegungsumformung verwendete

Hebelgetriebe aus billigem Stangenmaterial oder dicken Stanzteilen hergestellt werden kann. Der erfindungsgemässe Rundschaltrierte ist praktisch spielfrei, da die Gelenkverbindungen zwischen den einzelnen Hebeln als praktisch spielfreie Standardbauteile im Handel erhältlich sind und gegebenenfalls auch ohne Schwierigkeiten selbst gefertigt werden können.

Auch von der Geräuscentwicklung her ist ein erfindungsgemässer Rundschaltrierte vorteilhafter als ein solcher, bei dem mit Anschlägen gearbeitet wird.

Vorteilhafte Weiterbildungen der Erfindung sind in abhängigen Ansprüchen angegeben.

Bei einem Rundschaltrierte gemäss Anspruch 2 kann die Geometrie des ersten Hebelpaares im wesentlichen unabhängig von der Geometrie des zweiten Hebelpaares gewählt werden und somit dem jeweiligen Verwendungszweck optimal angepasst werden. Man erhält im wesentlichen die gleiche Kinematik, wenn man nur die Längenverhältnisse innerhalb eines Hebelpaares konstant wählt. So kann man z. B. die Hebel des auf das Antriebsteil arbeitenden ersten Hebelpaares mit konstanter Länge wählen und die Länge der Hebel des zweiten Hebelpaares unter Einhaltung des Längenverhältnisses an den verfügbaren Hub des Abtriebsteiles eines Linearmotors anpassen.

Bei einem Rundschaltrierte gemäss Anspruch 6 kann das «Gesamtübersetzungsverhältnis» leicht durch Ändern der effektiven Länge eines Hebels eingestellt werden. Unter «Gesamtübersetzungsverhältnis» soll der Kehrwert des Verhältnisses von Indexierungshub zu demjenigen Hub des getriebenen Getriebeteiles verstanden werden, welcher zum Erhalten des Indexierungshubes insgesamt erforderlich ist. In der Regel wird die Einstellbarkeit der effektiven Länge eines der Hebel dazu verwendet, fertigungsbedingte Abweichungen der effektiven Längen der verschiedenen Hebel auszugleichen und so genau auf das gewünschte Gesamtübersetzungsverhältnis und damit genau auf den gewünschten Indexierungshub zukommen.

Bei einem Rundschaltrierte gemäss Anspruch 7 ist die Steuerung des Antriebsmotors nicht kritisch, da durch die Anschläge sichergestellt ist, dass das Hebelgetriebe allenfalls geringfügig über das Ende des Indexierungshubes hinaus bewegt wird.

Ein Rundschaltrierte gemäss den Ansprüchen 8 bis 11 hat einen besonders einfachen Aufbau, und sein Hebelgetriebe baut besonders kompakt. Ein weiterer Vorteil ist der, dass das Hebelgetriebe aus nur zwei unterschiedlich langen Hebeltypen aufgebaut werden kann.

Mit der Weiterbildung der Erfindung gemäss Anspruch 13 wird erreicht, dass auch Indexierungshube von bis zu etwa mehr als 180° unter Verwendung eines Antriebsmotors mit linear bewegtem Abtriebsteil erzielt werden können. Im Prinzip sind auch grössere Indexierungshube möglich, es besteht jedoch wenig Interesse daran. Das Hintereinanderschalten von Verdopplern bringt auch Probleme in bezug auf Festigkeit und Präzision mit sich.

Bildet man das Übersetzergetriebe gemäss Anspruch 14 aus, so hat es ein Übersetzungsverhältnis von genau zwei.

Es kann daher ohne zusätzliche Justierarbeiten in einen schon vorhandenen Rundschaltrierte eingebaut werden, wenn der Indexierungshub genau verdoppelt werden soll, etwa dann, wenn für eine bestimmte Art der Fertigung nur jede zweite der Arbeitsstationen am Rundschaltrierte benötigt wird.

Bei einem Rundschaltrierte gemäss Anspruch 15 sind nur zwei Hebel erforderlich, um das sanfte Beschleunigen bei den Indexierungspositionen zu erzielen.

Mit der Weiterbildung der Erfindung gemäss Anspruch 16 wird erreicht, dass trotz der erforderlichen Bewegung des

entsprechenden Hebels um etwa 180° zum Antrieb des Rundschalttisches ein Antriebsmotor mit linear bewegtem Abtriebsteil verwendet werden kann.

Einfach dadurch, dass man den sonst auf das Abtriebsteil der drehbaren Platte arbeitenden Hebel am freien Ende geradlinig führt, kann man einen erfindungsgemässen Rundschalttisch auch auf einen Wechseltisch mit geradlinig bewegter Tragplatte umrüsten, wie im Anspruch 20 angegeben.

Nachstehend wird die Erfindung anhand von Ausführungsbeispielen unter Bezugnahme auf die beiliegende Zeichnung näher erläutert. In dieser zeigen:

Fig. 1a einen senkrecht zur Drehachse geführten kurz unterhalb der drehbaren Platte durch das zur Bewegungsumformung dienende Hebelgetriebe gelegten Schnitt durch eine erste Ausführungsform eines Rundschalttisches gemäss der Erfindung,

Fig. 1b eine Variante zu der Anordnung nach Fig. 1a in derselben Darstellungsweise,

Fig. 1c das Schaltschema einer Variante zu der Steuerung eines Tisches nach Fig. 1a,

Fig. 2 die Anordnung nach Fig. 1a in einem ähnlichen Schnitt wie in Fig. 1a, der jedoch kurz unterhalb des Hebelgetriebes gelegt ist,

Fig. 3 eine vereinfachte schematische Darstellung des Hebelgetriebes des Rundschalttisches nach den Fig. 1a und 2,

Fig. 3a und 3b eine Variante zu der Anordnung nach Fig. 3 in schematischer Darstellung in zwei verschiedenen Stellungen,

Fig. 4a das Schema der Rastanordnungen bei verschiedenen Teilungen,

Fig. 4 eine schematische Darstellung eines ähnlichen Hebelgetriebes zur Bewegungsumformung wie in Fig. 3, das jedoch auf einen kleineren Indexierungshub ausgelegt ist,

Fig. 5 eine schematische Darstellung eines aus Hebeln bestehenden Übersetzergetriebes, welches den Hebelgetrieben nach den Fig. 3 und 4 nachgeschaltet einen Indexierungshub von bis zu etwas mehr als 180° ermöglicht,

Fig. 6 eine schematische Darstellung eines abgewandelten Hebelgetriebes für einen Rundschalttisch,

Fig. 7a und 7b schematische Darstellungen eines weiteren abgewandelten Hebelgetriebes für einen Rundschalttisch in der ersten bzw. der zweiten Endlage,

Fig. 8a und 8b schematische Darstellungen eines ähnlichen Hebelgetriebes wie die Fig. 7a und 7b jedoch mit linear geführtem Abtriebsteil, wobei wiederum die beiden Endlagen gezeigt sind und

Fig. 9 eine mögliche Ausführungsform für den Antrieb in schematischer Darstellung.

Fig. 1a zeigt einen Rundschalttisch mit einer kreisförmigen drehbaren Platte 10, die auf einer vertikalen Welle 12 drehfest aufgesetzt ist und eine herabhängende zylindrische Schürze 14 aufweist. Auf der Welle 12 ist eine Hülse 16 drehbar gelagert, an die ein Antriebshebel 18 angeschweisst ist. Dessen freies Ende ist über ein insgesamt mit 20 bezeichnetes Hebelgetriebe mit der Kolbenstange 22 eines doppelt wirkenden hydraulischen Arbeitszylinders 24 verbunden. Das Hebelgetriebe 20 besteht aus vier gelenkig verbundenen Hebeln 26, 28, 30 und 32. Von diesen Hebeln bilden jeweils ein raumfest gelagerter Hebel und ein beweglich gelagerter Hebel ein Hebelpaar, das jeweils ein Kniehebelgestänge darstellt. Bei dem das erste Kniehebelgestänge 26, 28 bildenden ersten Hebelpaar ist der Hebel 26 um eine raumfeste Achse drehbar auf einem Gelenkstift 34 gelagert, der eine obere Getriebeplatte 36 und eine untere Getriebeplatte 38 durchsetzt und fest mit diesen verbunden ist. Die Getriebeplatte 38 ist – wie in Fig. 2 gezeigt – zugleich mit einer Lagerbuchse 40 für das der Platte 10 benachbarte Ende der Welle 12 ver-

sehen. Der Hebel 28 als der zweite Hebel des ersten Hebelpaares ist am einen Ende über einen Gelenkbolzen 42 mit dem freien Ende des ersten Hebels 26 und am anderen Ende über einen Gelenkbolzen 44 mit dem freien Ende des Antriebshebels 18 verbunden.

Die Kolbenstange 22 greift gelenkig am Gelenkbolzen 48 an, und das Gehäuse des Arbeitszylinders 24 ist über einen weiteren Gelenkstift 52 verschwenkbar an den Getriebeplatten 36 und 38 festgelegt. Letztere tragen ferner zwei Anschlagstifte 54, 56, die den Schwenkbereich des Hebels 30 auf 90° begrenzen.

Im folgenden Textteil wird nunmehr die Wirkungsweise des Erfindungsgegenstandes anhand des in Fig. 1a dargestellten Ausführungsbeispiels geschildert, wobei darauf hingewiesen werden soll, dass es sich hier nur um eine von mehreren Ausführungsformen handelt.

Bei der Ausführungsform nach Fig. 1a sind die Kammern des Arbeitszylinders 24 über zwei Leitungen 58 und 60, welche gestrichelt eingezeichnete flexible Abschnitte aufweisen, mit den Arbeitsöffnungen eines 4/3-Ventiles 62 verbunden, dessen einer Eingang über eine Leitung 64 mit der Förderseite einer Druckpumpe 66 verbunden ist. Der andere Eingang des Ventiles 62 ist über eine Leitung 68 mit einem auf niederem Druck stehenden Vorratsbehälter 70 für Hydrauliköl verbunden. Bei neutraler Stellung des Ventilschiebers des 4/3-Ventils 62 fördert die Druckpumpe 66 über ein Überdruckventil 72 direkt zurück zum Vorratsbehälter 70.

Über eine Leitung 74, ein 3/3-Ventil 76 sowie einen flexiblen, gestrichelt eingezeichneten Abschnitt aufweisende Leitung 78 ist die Förderseite der Druckpumpe 66 mit einem hydraulisch aktivierbaren, insgesamt mit 80 bezeichneten Mitnehmer verbindbar.

Letzterer hat einen an die Hülse 16 angeschweissten Arm 82 mit einem in Längsrichtung verlaufenden Druckmittelkanal 84. Auf dem Ende des Armes 82 ist ein Kolben 86 druckmitteldicht verschiebbar, dessen Stirnfläche parallel zur Innenseite der Schürze 14 verläuft und einen Reibbelag 88 trägt. Der Kolben 86 ist durch einen Federbalg 90 aus Stahl federnd radial nach innen in eine Stellung vorgespannt, in welcher der Reibbelag 88 von der Schürze 14 entfernt ist. Hierzu greift die in der Zeichnung rechts gelegene Stirnseite des Federbalges 90 in eine Nut des Armes 82 ein. Durch Vorsehen des Federbalges 90 ist zugleich die Kolbenlauffläche des Armes 82 gegen Schmutz geschützt.

Wie aus Fig. 2 ersichtlich, ist die untere Getriebeplatte 38 über vier rohrförmige vertikale Ständer 94 mit einer nicht dargestellten unteren Bodenplatte des Rundschalttisches verbunden, welche auch die untere Lagerbuchse für die Welle 12 trägt.

Der oben beschriebene Rundschalttisch arbeitet wie folgt:

Bei gestrecktem Kniehebel befindet sich der Tisch in der verriegelten Stellung. Der Kniehebel in der gestreckten Lage bewirkt Sicherung durch eine vernachlässigbare Reibungskraft.

Bewegt man die beiden Ventilschieber der Ventile 62 und 76 in der Zeichnung nach links, so wird über die Leitung 58 der Arbeitszylinder 24 so mit Druck beaufschlagt, dass die Kolbenstange 22 eingefahren wird. Dies führt dazu, dass der Antriebshebel 18 im Uhrzeigersinn verschwenkt wird.

Diese Bewegung wird aber nicht auf die Platte 10 übertragen, da zugleich die hinter dem Kolben 86 liegende Druckkammer über das Ventil 76 mit dem Rücklauf verbunden ist, so dass der Reibbelag 88 von der Innenseite der Schürze 14 freikommt.

Werden nun die Ventilschieber der Ventile 62 und 76 in der Zeichnung ganz nach rechts bewegt, so ist die Leitung 60 und die Leitung 80 mit Druck beaufschlagt, die Kolbenstan-

ge 22 wird ausgefahren und die Platte 10 wird entgegen dem Uhrzeigersinne um 90° bewegt, da der Kolben 86 nunmehr mit Druck beaufschlagt ist und fest an der Innenseite der Schürze 14 anliegt.

Nun können die Ventilschieber wieder in die Neutralstellung zurückbewegt werden, ein Vorschubzyklus ist abgeschlossen. Es versteht sich, dass man eine hydraulische Verriegelung der Indexierungsstellung auch unter Verwendung von Ventilen erhält, die keine neutrale Stellung aufweisen. In diesem Falle muss dann der Anschlagstift 54 für entsprechende Dauerbelastung ausgelegt sein.

Eine Verriegelung des Tisches allein durch Reibungskupplung ist jedoch aus verschiedenen Gründen nicht immer günstig, daher ist es nicht nur zweckmässig, sondern auch notwendig, eine Rastung zu verwenden, da z. B. während der Bearbeitungsphase schon deswegen eine Rastung erfolgen muss, um kumulative oder systematische Fehler des Antriebs zu korrigieren. Solche verschiedenen Beispiele für Rastungen und Reibungskupplungen sind in Fig. 1b der Zeichnung dargestellt. Bei der Reibungskupplung 87 wird Reibbelag 89 durch Arbeitsmedium im Hydraulik- oder Pneumatikzylinder 85 entgegen der Wirkung der Feder 91 an die Gegenfläche 83 des Tisches angedrückt, diese Anordnung kann auch als Bremse verwendet werden. Bei der Rastung 51 (Feststellung durch Rastung) wird der Raststift 55 in dem an einem feststehenden Teil sitzenden Zylinder 53 unter der Wirkung des Pneumatik- oder Hydraulikmediums und entgegen der Wirkung der Feder 57 zum Zwecke des Feststellens des Tisches in die Rastausnehmung 59 des Tisches eingetrieben. Schliesslich ist in Fig. 1b auch noch eine Rastkupplung zwischen Antrieb und Schalttisch gezeigt: an dem Hebel 23, der mit dem Hebel 21 des oben beschriebenen Getriebes bei 37 gelenkig verbunden und bei 25 an einen festen Teil angelenkt ist, ist der Arbeitszylinder 27 vorgesehen, in dem der Raststift 29 geführt ist, der durch bei 33 in den Zylinder eintretende Druckluft entgegen der Wirkung der Feder 31 in die Rastausnehmung 35 eingetrieben wird, um den Antrieb mit dem Schalttisch zu koppeln.

Wenn man nun mit Rastkupplung oder Reibungskupplung arbeiten kann während des Rücklaufs des Antriebs eine Verschiebung stattfinden, bedingt durch Vibration, Kraftwirkung oder von «0» verschiedener Rastgeschwindigkeit im Moment des Auskuppelns. Zweckmässig ist deshalb eine Kombination von verschiedenen der oben beschriebenen Einrichtungen, so z. B. kann man als Variante I die Kupplung des Tisches mit dem Antrieb über den Stift 29 mit der Feststellung des Tisches über den Raststift 55 kombinieren, man kann als Variante II die in Fig. 1a gezeigte pneumatische benötigte Reibungskupplung 88 mit der Rastung über den Raststift 55 kombinieren, man kann weiterhin als Variante III die in Fig. 1b gezeigte Reibungskupplung 87 mit der Kupplung des Tisches mit dem Antrieb über den Stift 29 kombinieren. Die obigen Varianten I, II, III haben den Vorteil, dass eine vollharmonische Bewegung stattfindet, d. h., dass der Geschwindigkeitsverlauf von einer Stellung in die nächste einer Halbwelle einer Sinuskurve entspricht. Gemäss Fig. 1a der Zeichnung besitzt der Drehwinkel pro Verschiebung eine Grösse von 90° , was einer Viererteilung entspricht. Grössere Teilungen sind möglich, indem der Hebelarm 18 verändert wird. Prinzipiell wäre auch eine Dreierteilung durch Verkleinerung des Hebelarms 18 möglich. Durch Zwischenschaltung eines Winkelverdopplers ausgehend von einem 60° -Drehwinkel lassen sich aber günstigere Hebelarmverhältnisse erzielen. Ein solcher Winkelverdoppler wird weiter unten in Fig. 5 gezeigt.

In Fig. 1c ist eine Variante zur Schaltung der Steuerung des Tisches dargestellt, eine Variante, die bei der praktischen Ausführung bevorzugt wird.

Nachstehend wird nun unter Bezugnahme auf Fig. 3 die Kinematik eines Hebelgetriebes näher beschrieben, welches eine eingangsseitige Drehbewegung von 90° in eine ausgangsseitige Drehbewegung von 90° umsetzt, wobei jedoch am Anfang und am Ende der ausgangsseitigen Drehbewegung eine sanfte Beschleunigung erhalten wird. In Fig. 3 sind wie in allen nachstehenden Figuren raumfeste Achsen durch dicke Punkte wiedergegeben, im Raum bewegte Gelenkpunkte hingegen durch kleine Punkte.

Das getriebene Getriebsenteil kann der Hebel 100 sein, welcher um die raumfeste Achse 102 verschwenkbar ist. Das Antreiben des Hebels 100 kann dann durch eine fest mit ihm verbundene, um die Achse 102 umlaufende Welle oder durch einen an ihm angreifenden Linearantrieb erfolgen. Das getriebene Getriebsenteil kann aber genau so gut auch der Hebel 104 sein, welcher am Gelenkpunkt 106 mit dem Hebel 100 verbunden ist. In diesem Falle scheidet ein direkter Antrieb durch einen umlaufenden Motor aus.

Die effektive Länge des Hebels 104 entspricht dem $\sqrt{2}$ -fachen der effektiven Länge des Hebels 100. Unter effektiver Länge eines Hebels ist jeweils der Abstand zwischen seinen Gelenkpunkten bzw. Drehachsen zu verstehen. Dies ist beim Hebel 100 der Abstand zwischen der Achse 102 und dem Gelenkpunkt 106, beim Hebel 104 der Abstand zwischen dem Gelenkpunkt 106 und einem Gelenkpunkt 108, bei welchem er mit einem Hebel 110 verbunden ist.

Der Hebel 110 ist um eine raumfeste Achse 112 drehbar. Sein freies Ende ist über einen Gelenkpunkt 114 mit einem Hebel 116 verbunden, dessen zweites Ende über einen Gelenkpunkt 118 mit einem das Abtriebsenteil des Getriebes darstellenden Hebel 120 verbunden ist, welcher um eine raumfeste Achse 122 drehbar ist. Die effektive Länge des Hebels 120 ist gleich der des Hebels 110, während die effektive Länge des Hebels 116 wieder das $\sqrt{2}$ -fache derjenigen des Hebels 110 ist.

Die Lage der raumfesten Achsen 102, 112 und 122 ist so auf die Längen der Hebel abgestimmt, dass in der einen, gestrichelt angedeuteten Endstellung des Hebelgetriebes die Achse 112 und die Gelenkpunkte 106 und 118 auf einer Geraden liegen und in der anderen, ausgezogen dargestellten Endstellung die Achse 112 und die Gelenkpunkte 108 (und 114) sowie 118 auf einer Geraden liegen.

Man erkennt, dass bei der hier gezeigten Geometrie eine Drehung des Hebels 100 um 90° insgesamt zu einer genau gleich grossen Drehung des Hebels 120 in gleichem Drehsinne führt. Allerdings führt eine vorgegebene Drehung des Hebels 100 zu Beginn und zu Ende der 90° -Bewegung nur zu einer viel kleineren Bewegung des Hebels 120. Dies ist darauf zurückzuführen, dass das Hebelgetriebe zwei Kniehebelgestänge aufweist, welche zu Beginn bzw. zu Ende der 90° -Bewegung aktiv werden.

Bei der ausgezogen wiedergegebenen Stellung der Getriebeile bilden die Hebel 100 und 104 ein Kniehebelgestänge. Eine Drehung des Hebels 100 führt in erster Linie zu einer entsprechenden Drehung des Hebels 104, jedoch nur zu einer kleinen Verlagerung des Gelenkpunktes 108. Damit wird der Hebel 110 nur wenig verschwenkt, damit bleibt auch der Hebel 120 im wesentlichen in Ruhe. Gegen Ende der 90° -Bewegung bilden die Hebel 110 und 116 ein Kniehebelgestänge. Eine Drehung des Hebels 100 um einen vorgegebenen Winkel führt zwar zu einer vergleichbaren Drehung des Hebels 110. Hierdurch wird aber der Hebel 116 nur verschwenkt, der Gelenkpunkt 118 wird kaum verlagert. Damit bleibt auch der Hebel 120 im wesentlichen stehen.

Die bisher gezeigten Ausführungen arbeiten mit einer vollharmonischen Bewegung. Hierdurch wird nicht nur eine vollkommen ruckfreie Bewegung bewirkt, sondern wegen der hohen Untersetzung sowohl am Anfang wie auch am

Ende liegt auch dank optimaler Anpassung der Last an den Motor auch die bestmögliche Beschleunigung und Abbremsung vor. Dank der begrenzten Kräfte, die ein Motor beim Anlauf abgeben kann, stellt die Anfangsbeschleunigung im Gegensatz zur Verzögerung beim Auflaufen auf einen Anschlag kaum je ein Problem dar. Aus diesem Grunde kann bei Rundschalttischen, bei welchen ja eine Bewegung mit grosser Trägheitslast nur in einer Richtung erfolgt, auf eine Anordnung zur Erzielung einer vollkommenen Bewegung verzichtet werden, wenn man bereit ist, mit einer geringeren Anfangsbeschleunigung oder einem stärkeren Motor zu arbeiten. Man kann deshalb den Anschlag 56, der die Ausgangsstellung festlegt, verschieben und damit den Drehwinkel des Hebels 18 variieren. Besonders interessant ist es, wenn dem Anschlag 56 einige diskrete Positionen, z. B. für die Teilungen 4, 6, 8 und 12 ermöglicht werden. Auf diese Weise erhält man nur für die grösste Viererteilung einen vollharmonischen Bewegungsablauf, der aber gerade aus Geschwindigkeitsgründen für diesen Fall von besonderem Interesse ist. Da der Fall einer Dreierteilung oder einer Viererteilung relativ selten ist und auf die höhere Geschwindigkeit bei diesen Teilungen oft ohne weiteres verzichtet werden kann, besteht die Möglichkeit einer einfacheren Anordnung gem. Fig. 3a und 3b. Besonders hier ist eine variable Ausbildung des Anschlages 56 (für die Ausgangsstellung) von Interesse, um damit den Rundschalttisch für verschiedene Teilungen verwenden zu können. Selbstverständlich wird man auch hier einen Winkelverdoppler für die Dreierteilung in Betracht ziehen. Bei der Anordnung nach Fig. 3a und 3b mit nur einem (in Streckung gehenden) Kniehebel weist die Anfangsbeschleunigung in der durch einen angezogenen Pfeil markierten Transportrichtung einen geringeren Wert auf, als es bei einer harmonischen Bewegung möglich wäre, da die Untersetzung einen endlichen Wert aufweist.

Durch die Änderung der effektiven Längen der Hebel lässt sich das «Gesamtübersetzungsverhältnis» des Hebelgetriebes einfach auf den Wert «1» einjustieren oder von ihm entfernen. Man erkennt leicht, dass man durch Verlängern oder Verkürzen des Hebels 120 bei ansonsten im wesentlichen gleicher Getriebegeometrie eine 90°-Eingangsbewegung in einen kleineren Indexierungshub als 90° umsetzen kann; entsprechend kann man bei unverändertem Hub des Eingangsteiles durch Verlängerung des Hebels 120 einen Indexierungshub von mehr als 90° erzielen. Die Verkleinerung bzw. Vergrösserung des «Gesamtübersetzungsverhältnisses» kann man auch durch Vergrössern bzw. durch Verkleinern der effektiven Länge des Hebels 116 erzielen. Je nachdem, ob man den Hub wesentlich verändern oder nur justieren will, wird man die Länge des Hebels 120 oder 116 verändern.

Das Übersetzungsverhältnis und die Art der Kniehebelwirkung, d. h. die Stärke der Beschleunigung bei den Endlagen lässt sich durch die Anordnung der raumfesten Achsen und die effektiven Längen der Hebel in vielfacher Weise variieren. Gewünschte besondere Eigenschaften des Hebelgetriebes lassen sich leicht experimentell oder auch rechnerisch ermitteln. Wichtig ist nur, dass man darauf achtet, dass in beiden Endlagen jeweils zwei gelenkig verbundene, jeweils fluchtende Hebel ein Kniehebelgestänge bilden, welches die bei Annäherung an die Endlage progressiv zunehmende Bewegungsuntersetzung und damit eine entsprechend progressiv zunehmende Kraftübersetzung sicherstellt.

Fig. 4a zeigt die minimale Rastanordnung für einen Rundschalttisch mit den Teilungen 3, 4, 6, 8 und 12. Universeller wären Rasten in einer regelmässigen 15°-Teilung, da hierbei ein Übergang von einer beliebigen Teilung auf eine beliebige Teilung in jeder Stellung möglich ist.

Fig. 4 zeigt ein ganz ähnliches Hebelgetriebe wie Fig. 3, welches jedoch durch Änderung der Lage der raumfesten

Achsen und Änderung der effektiven Hebellängen auf ein «Gesamtübersetzungsverhältnis» eins bei einem Indexierungshub von etwa 45° ausgelegt ist.

Wie schon oben dargelegt, kann man ein Hebelgetriebe nach Fig. 3 auch für einen Indexierungshub von mehr als 90° auslegen. Eine oberste Grenze von etwa 180° ist dadurch gesetzt, dass ein solches Hebelgetriebe zwangsläufig einen Totpunkt hat, über welchen man es nicht definiert hinweg bewegen kann. Um auch grössere Indexierungshube zu erzielen, kann man dem Abtriebsteil des eigentlichen Hebelgetriebes ein Übersetzergetriebe nach Fig. 5 nachschalten, welches ebenfalls ausschliesslich aus Hebeln besteht, nämlich den drei Hebeln 124, 126 und 128.

Der Hebel 124 ist um eine raumfeste Achse 130, der Hebel 128 um eine raumfeste Achse 132 drehbar; der Hebel 126 ist über Gelenkpunkte 134, 136 mit den freien Enden der Hebel 124 und 128 verbunden. Die effektive Länge des Hebels 128 ist gleich dem Abstand der raumfesten Achsen 130 und 132, die effektive Länge des Hebels 126 beträgt das $\sqrt{2}$ -fache dieses Abstandes, und die effektive Länge des Hebels 124 ist gleich dem Doppelten dieses Abstandes.

Bei dieser Geometrie erhält man aus einer Drehung des Hebels 124 um 90° im Uhrzeigersinne eine gleichsinnige Drehung des Hebels 128 um genau 180°. Die entsprechende Stellung der Hebel und Gelenkpunkte in der letztgenannten Endstellung ist in Fig. 5 wieder gestrichelt wiedergegeben. Diese Anordnung ist mit einem geringfügigen Linearitätsfehler behaftet, der aber für Rundschalttische keinerlei Bedeutung hat.

Das Übersetzergetriebe nach Fig. 5 lässt sich natürlich auch bei anderen Schrittgetrieben verwenden, welche nur innerhalb eines vorgegebenen Winkelbereiches eine gleichförmige Eingangsbewegung in eine nicht gleichförmige Ausgangsbewegung umsetzen.

Fig. 6 zeigt ein weiteres Hebelgetriebe zur Bewegungsumformung, welches man aus den Hebelgetrieben nach den Fig. 3 und 4 dadurch ableiten kann, dass man die Achsen 102 und 122 zusammenfallen lässt und dafür den geradlinigen zweiarmigen Hebel 110 als Winkelhebel ausbildet, dessen Arme 110a und 110b einen unveränderlich fest vorgegebenen Winkel einschliessen, wie durch eine fest mit den Armen 110a und 110b verbundene Strebe 138 angedeutet ist.

Das in Fig. 6 gezeigte Hebelgetriebe läuft von der Funktion her auf das Hebelgetriebe nach Fig. 3 hinaus, hat jedoch nur zwei raumfeste Achsen. Ein weiterer Vorteil ist der, dass man ohne weiteres den Hebel 100, die Hebelarme 110a und 110b sowie den Hebel 120 gleich lang wählen kann, ohne dass zwei Hebel genau übereinander zu liegen kommen, wie dies bei entsprechender Längenwahl beim Hebelgetriebe nach Fig. 3 der Fall wäre. Man kann also die Hebel 100 und 120 sowie die Hebelarme 110a und 110b alle untereinander völlig gleich bearbeiten, ebenso die untereinander wiederum gleich langen Hebel 104 und 116. Hierdurch lässt sich das Gesamtübersetzungsverhältnis noch genauer vorgeben als bei Einzelherstellung der Hebel. Ausserdem ist die Herstellung so natürlich einfacher und billiger.

Ein weiterer Vorteil des Hebelgetriebes nach Fig. 6 ist der, dass die Hebel beim Bewegen von der einen Endlage (ausgezogen) in die andere (gestrichelt) eine im wesentlichen parallelogrammförmige Fläche überfahren. Das Hebelgetriebe baut also sehr kompakt, was für viele Anwendungen von Vorteil ist.

Die Fig. 7a und 7b zeigen ein Hebelgetriebe, bei dem die Kniehebelgestänge bei den beiden Endlagen durch ein und dieselben beiden Hebel gebildet sind.

Ein erster Hebel 140 ist um eine raumfeste Achse 142 drehbar. Ein Winkelhebel 144 mit durch eine Strebe 146 fest verbundenen Armen 144a und 144b ist um eine raumfeste

Achse 148 drehbar. Ein mittlerer Hebel 150 ist an Gelenkpunkten 152 und 154 am freien Ende des Hebels 140 bzw. des Armes 144a befestigt.

An einem vom Arm 144b getragenen Gelenkpunkt 156 ist ein Hebel 158 befestigt, dessen zweites Ende über einen Gelenkpunkt 160 mit einem Hebel 172 verbunden ist, welcher um eine raumfeste Achse 164 drehbar ist. Die Hebel 140 und 158 sind jeweils zweifach gekröpft, so dass sie um volle 90° bzw. 180° gedreht werden können, ohne an dem die Achse 148 vorgebenden Gelenkstift anzustossen.

Wie man aus dem Vergleich der Getriebeendstellungen von Fig. 7a und Fig. 7b erkennt, ist das Hebelgetriebe auf ein «Gesamtübersetzungsverhältnis» eins ausgelegt. Eine Drehung des Hebels 140 um 90° führt genau zu einer Drehung des Hebels 162 um 90°. Man hat jedoch wieder eine sanfte Beschleunigung, d. h. hohe Untersetzung bei den Enden des Winkelbereiches, was auf die Kniehebelwirkung der «antiparallel» fluchtenden (Fig. 7a) bzw. parallel fluchtenden (Fig. 7b) ausgerichteten Hebel 158 und 144 (Arm 144b) zurückzuführen ist. Um diese doppelte Kniehebelwirkung ein und derselben Hebel zu erhalten, muss der Hebel 144 um 180° gedreht werden. Eine so grosse Drehung könnte von einem Linearmotor nicht bewerkstelligt werden. Deshalb stellt der Arm 144a des Winkelhebels 144 zugleich das Abtriebssteil eines vorgeschalteten Übersetzergetriebes dar, das genau gleich aufgebaut und dimensioniert ist, wie das Übersetzergetriebe nach Fig. 5. Eine 90°-Verschwenkung, wie sie nun noch am Hebel 140 erforderlich ist, kann auch ein Linearmotor, z. B. ein Druckluftzylinder oder ein Hydraulikzylinder bewerkstelligen.

Im übrigen ist beim Hebelgetriebe nach den Fig. 7a und 7b der Hebel 158 gerade doppelt so lang wie der Arm 144b, also gleich dem doppelten Abstand der Achsen 142 und 148, während die Länge des Hebels 162 gleich dem $\sqrt{2}$ Teil der Länge des Hebels 158 ist. Damit erhält man gerade das «Gesamtübersetzungsverhältnis» eins bei einem Indexierungshub von 90°.

Die Fig. 8a und 8b zeigen die Endstellungen eines geringfügig abgewandelten Hebelgetriebes nach den Fig. 7a und 7b. Bei ihm ist der Hebel 158 am freien Ende mit einem Führungsstift 166 versehen, welcher in einer Führungsnut 168 einer ansonsten nicht gezeigten Getriebeplatte läuft. Man erhält so aus einer gleichförmigen Drehbewegung auf der Eingangsseite eine im wesentlichen harmonische, nicht lineare Bewegung auf der Abtriebsseite.

Zum Antrieb sind grundsätzlich Motoren geeignet, die innerhalb eines bestimmten Kraftbereichs eine möglichst konstante Verschiebegeschwindigkeit bewirken. Hierunter fallen insbesondere Gewindespindeln, die z. B. von einem

Nebenschluss-Kurzschlussanker oder Synchronmotor angetrieben werden. Ebenfalls gut geeignet sind Hydraulikzylinder, die von einer Pumpe mit konstanter Fördermenge gespeist werden. Es genügt aber auch bei weitem, wenn ein Hydraulikmotor oder -zylinder mit konstantem Druck mit einem genügend grossen Widerstand betrieben wird, dessen Druckabfall etwa dem Quadrat der Durchflussmenge proportional ist. Beim Einsatz eines Pneumatikzylinders ist es vorteilhaft, eine Ölbremse einzusetzen, um die Geschwindigkeit genügend gut konstant zu halten.

Fig. 9 zeigt eine Anordnung, die zwei identische doppelwirkende Zylinder verwendet. Der Pneumatikzylinder 210 arbeitet direkt auf den Hebel 211 und indirekt auf den Hydraulikzylinder 213, wobei das Übersetzungsverhältnis entsprechend den Daten der zur Verfügung stehenden Zylinder gewählt werden kann. Der Hebel 211 entspricht z. B. dem Hebel 30 in Fig. 1, wobei aber hier noch angedeutet ist, dass der Angriffspunkt 212 (in Fig. 1 Angriffspunkt und Kraftabgabepunkt 48) ohne weiteres verschieden vom Kraftabgabepunkt 214 (in Fig. 1 wiederum Bolzen 48) gewählt werden kann. Der Hydraulikzylinder 213 ist mit zwei kombinierten Drossel- und Rückschlagventilen 215 und 216 verbunden. Dadurch ist es möglich, die Geschwindigkeit unabhängig von den Kraft- und Trägheitsverhältnissen in beiden Richtungen gleich oder verschieden einzustellen. Zylinder mit nur einseitig herausgeführter Kolbenstange sind aus konstruktiven Gründen vorzuziehen. Da die auf einer Seite bei einer Bewegung verdrängte Flüssigkeitsmenge verschieden ist von derjenigen, die auf der anderen Seite aufgenommen wird, ist ein Ausgleichsgefäss 217 erforderlich. Dieses Ausgleichsgefäss kann gegenüber der Atmosphäre offen sein oder durch eine flexible Membran (gegebenenfalls feder- oder druckbelastet) abgeschlossen werden. Bezüglich der Drosseln sei nochmals darauf hingewiesen, dass Druckabfall durch Turbulenz eine bessere und vor allem auch temperaturabhängigere Geschwindigkeitsdefinition ermöglicht.

Dadurch, dass man die beiden Zylinder 210 und 213 nicht auf der gleichen Seite des Hebels 211 ankoppelt, erzielt man den Vorteil, dass die grössere wirksame Fläche beim Ausfahren des Zylinders 210 auf die grössere wirksame Fläche des gleichzeitig einfahrenden Bremszylinders 213 arbeitet. Die gleichen günstigen Verhältnisse treffen in der umgekehrten Bewegungsrichtung zu. Will man unter Beibehaltung des vollharmonischen Bewegungsablaufs die Teilung ändern, so muss z. B. die Länge des Hebels 218 verändert werden. Zwecks Beibehaltung der Endstellung ist der Hebel breiter ausgeführt und mit Bohrungen für den Bolzen 44 zu versehen, die auf einem Kreisbogen mit dem Bolzen 42 als Zentrum liegen.

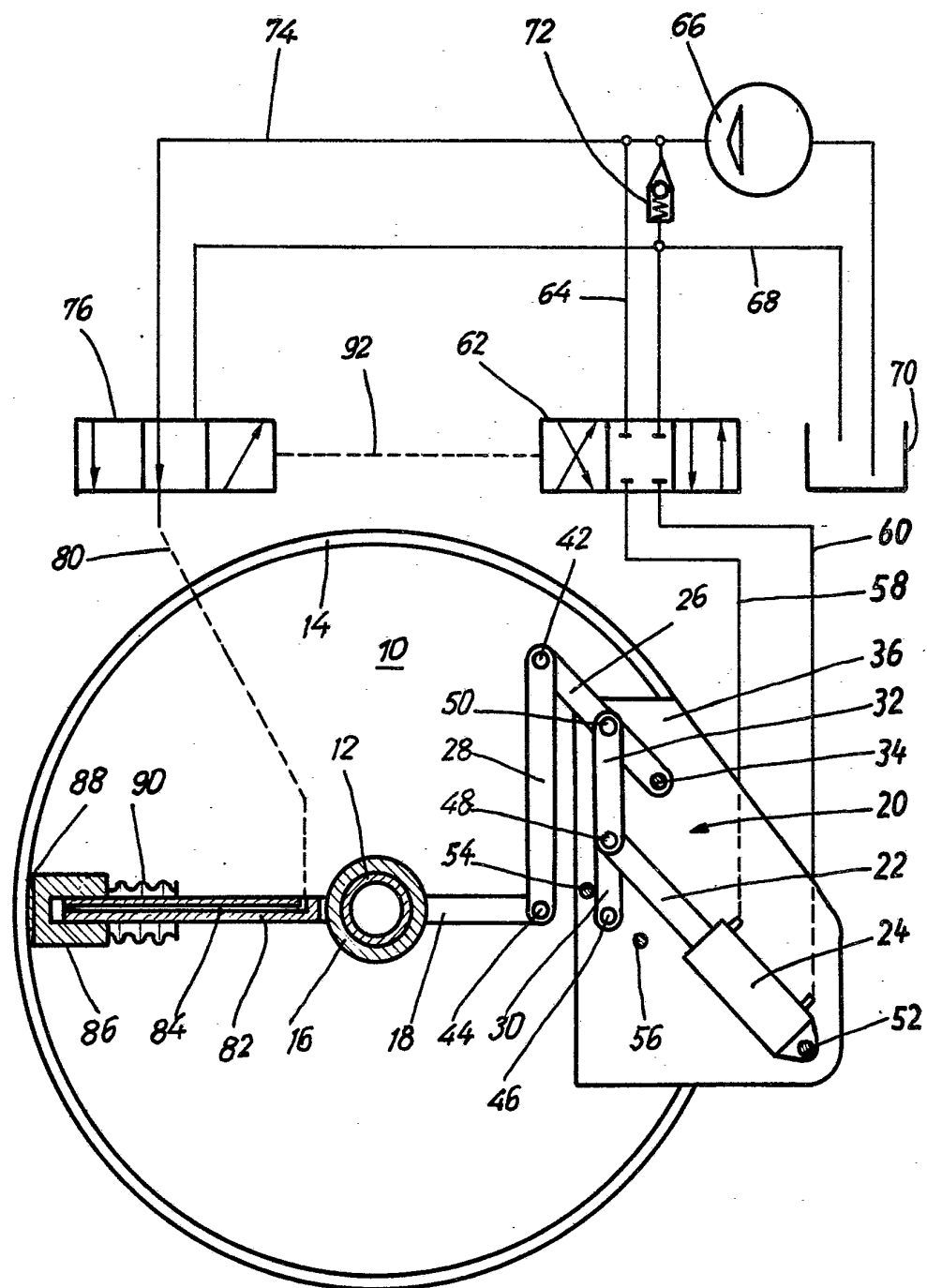


Fig. 1a

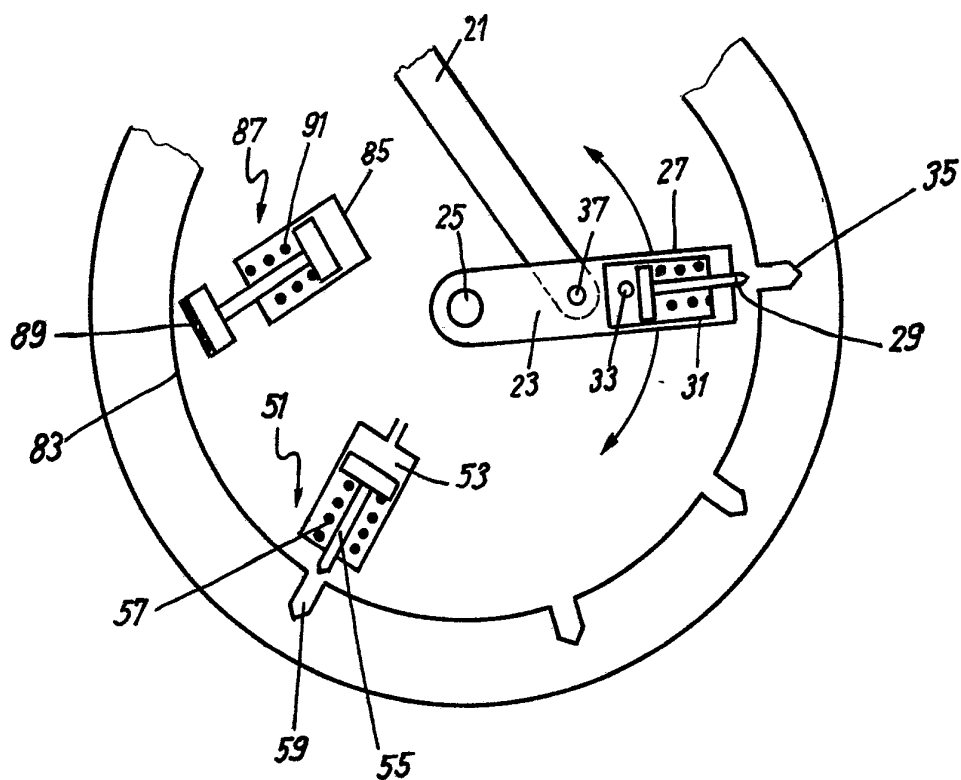
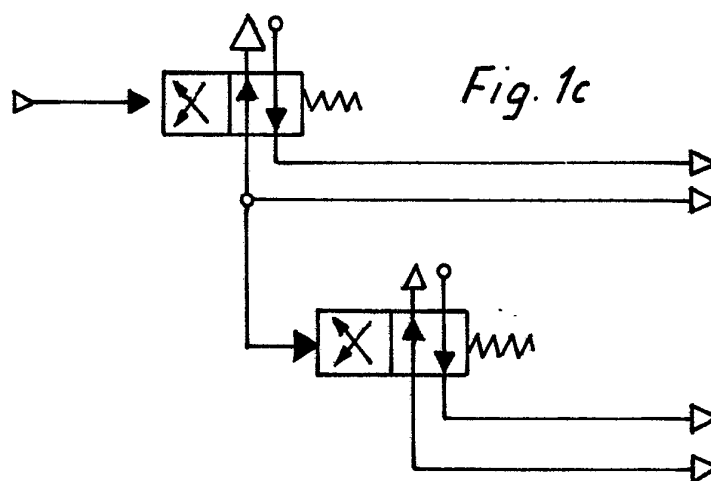


Fig. 1b



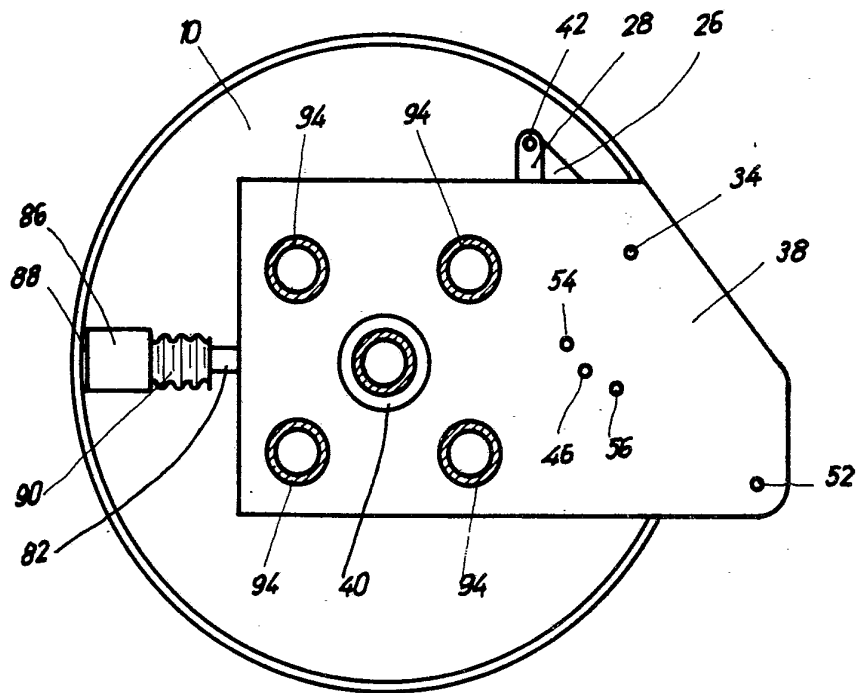


Fig. 2

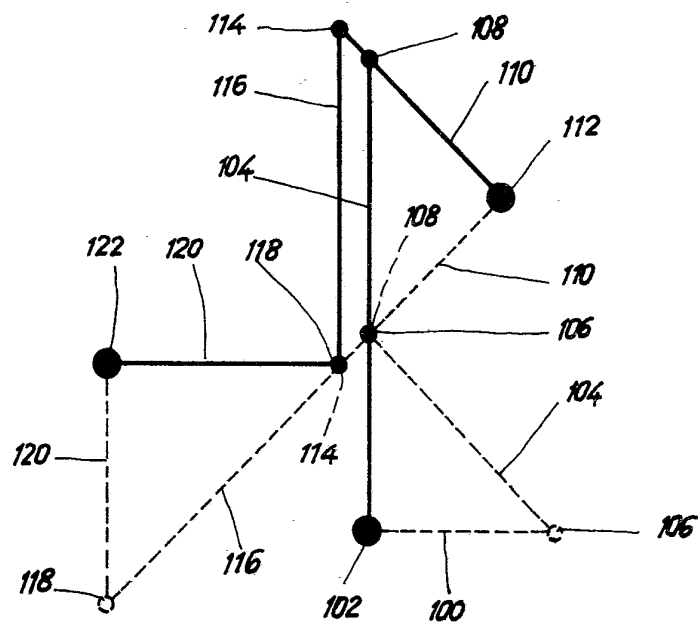
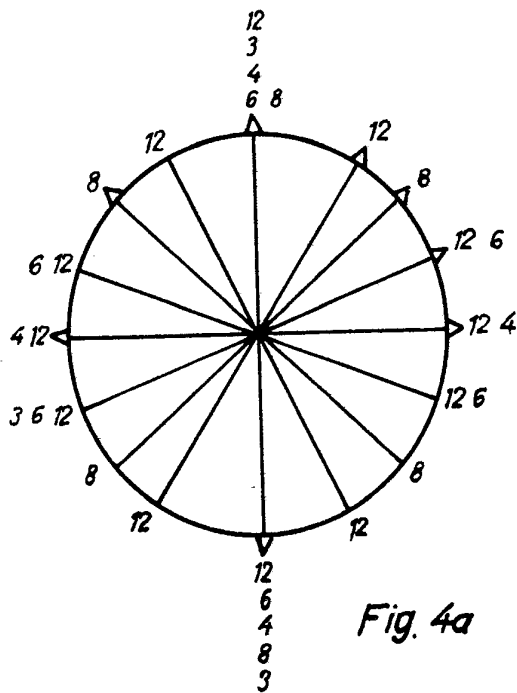
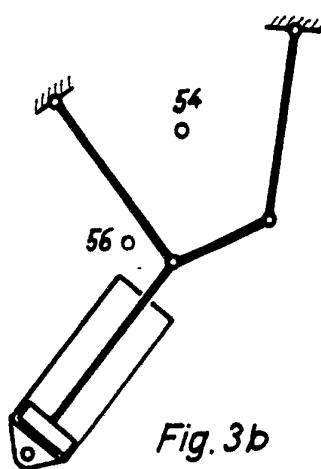
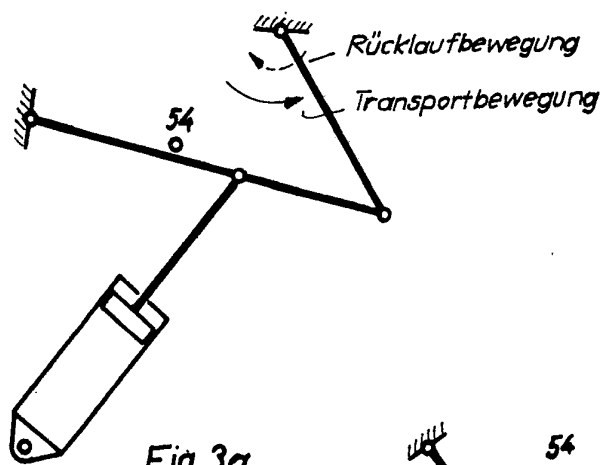


Fig. 3



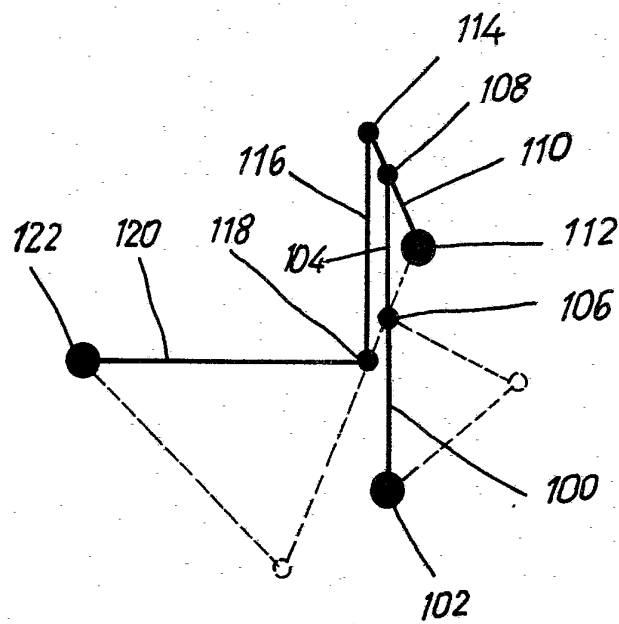


Fig. 4

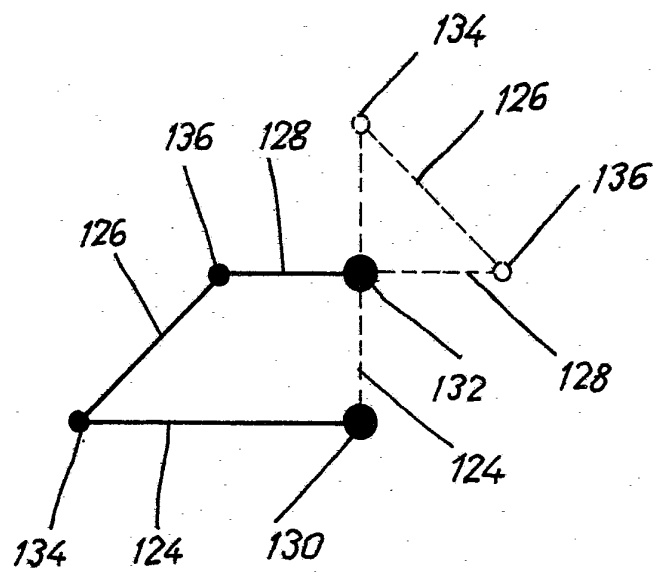


Fig. 5

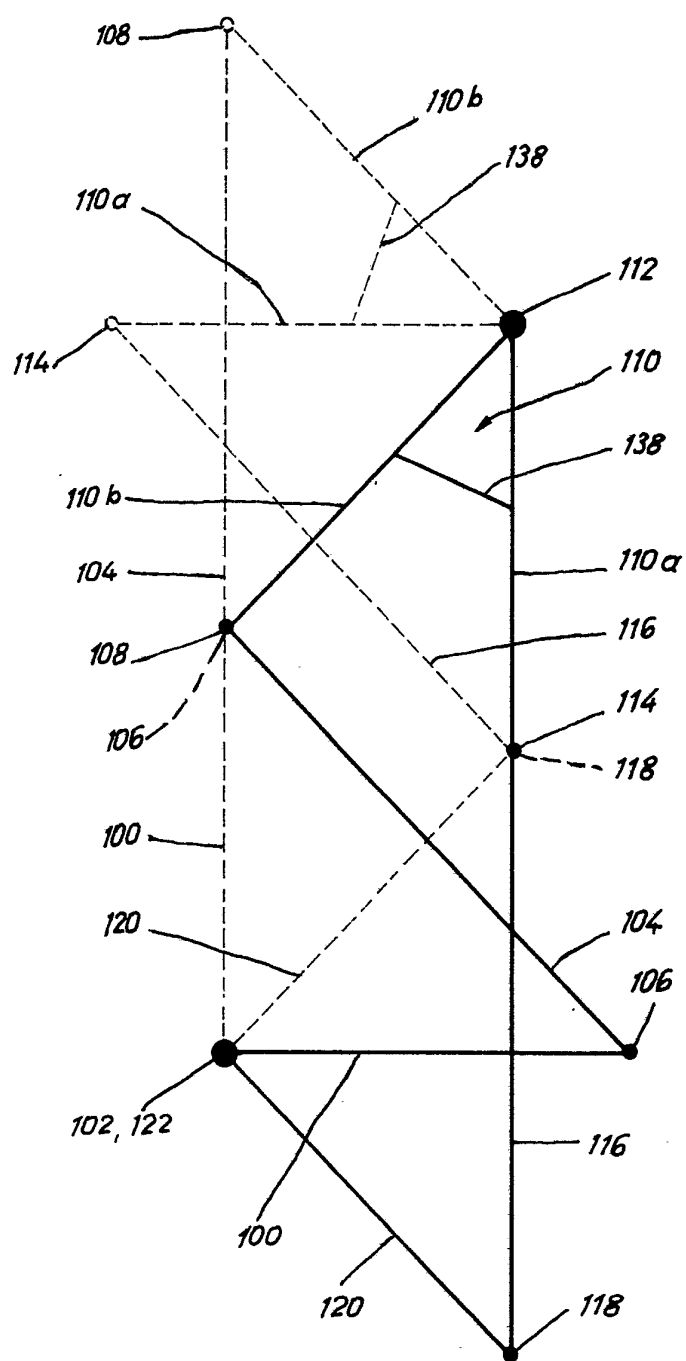


Fig. 6

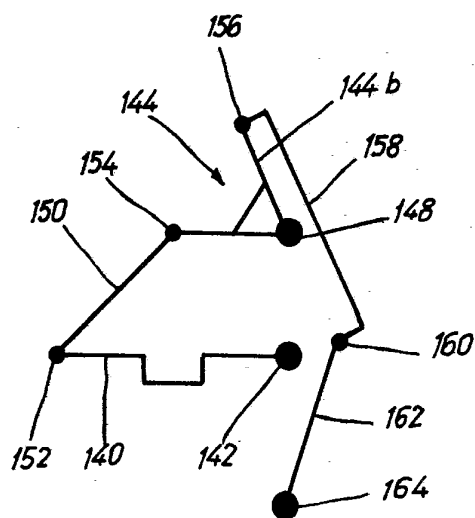


Fig. 7a

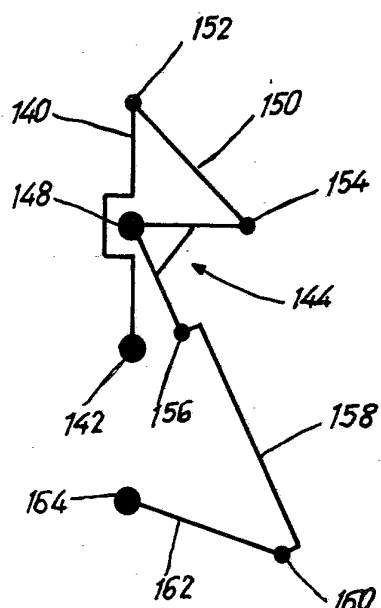


Fig. 7b

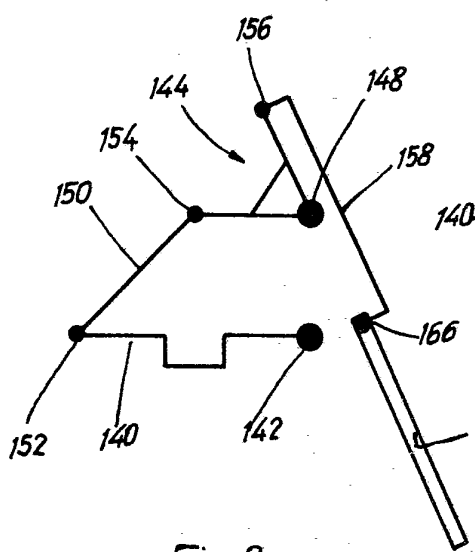


Fig. 8a

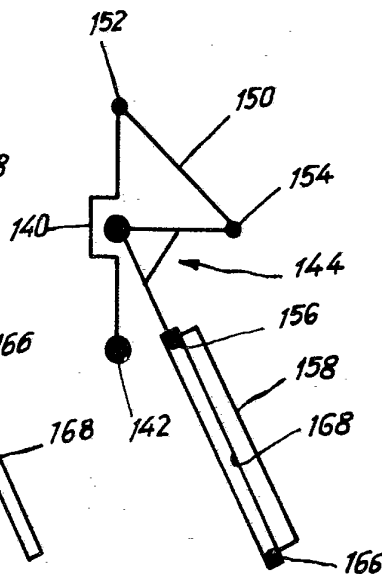


Fig. 8b

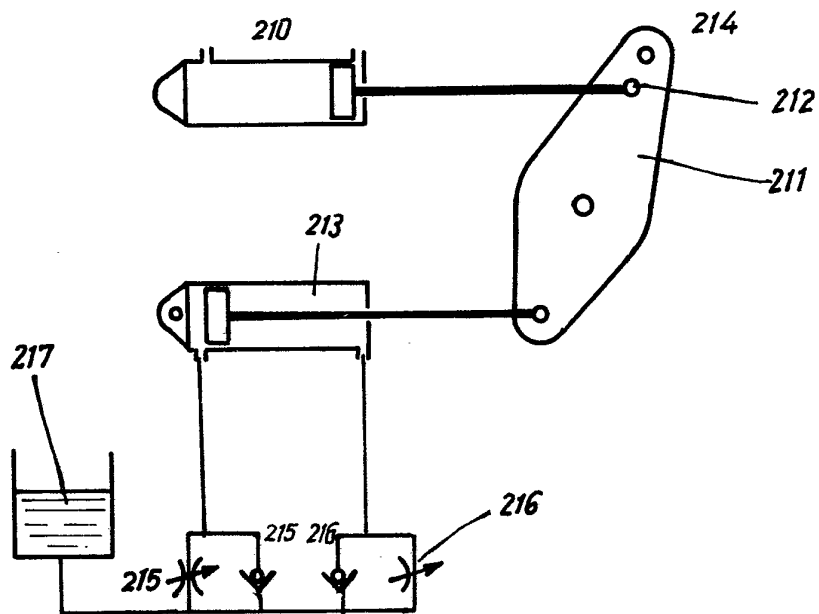


Fig. 9