



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets



(11) **EP 0 686 502 B1**

(12) **EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
04.04.2001 Patentblatt 2001/14

(51) Int Cl.7: **B41F 13/08**, B41F 13/20

(21) Anmeldenummer: **95810333.5**

(22) Anmeldetag: **19.05.1995**

(54) **Vorrichtung zum Reduzieren der Zylinderdurchbiegung in Rotationsdruckmaschinen**

Apparatus for reducing the cylinder deflection in rotary printing machines

Installation pour réduire la flexion d'un cylindre dans des machines d'impression rotatives

(84) Benannte Vertragsstaaten:
CH DE FR GB IT LI NL SE

(30) Priorität: **10.06.1994 DE 4420355**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
13.12.1995 Patentblatt 1995/50

(73) Patentinhaber: **Maschinenfabrik Wifag
3001 Bern (CH)**

(72) Erfinder:

- **Gertsch, Peter, Ing. HTL
CH-3145 Niederscherli (CH)**
- **Imhof, Robert, Ing. HTL
CH-3014 Bern (CH)**

(56) Entgegenhaltungen:

DE-A- 2 033 515 **DE-A- 2 940 879**
DE-A- 3 836 972 **US-A- 4 372 205**

EP 0 686 502 B1

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist. (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

Beschreibung

[0001] Die vorliegende Erfindung betrifft ein Verfahren und eine Vorrichtung zur Beeinflussung des Biegeverlaufes eines Zylinders einer Rotationsdruckmaschine.

[0002] Beim Abrollen zweier Zylinder einer Rotationsdruckmaschine wirken auf die Zylinder entlang der gemeinsamen Berührungslinie senkrecht zu den Zylinderdrehachsen Streckenlasten oder auch einzelne Biegekräfte, die ein Durchbiegen der Zylinder zwischen ihren beiden maschinengestellseitigen Lagern verursachen. Dies wirkt sich nachteilig auf den Papierbahnlauflauf und Zylinderdurchmesser. Bei schlanken Zylindern, wie sie zukünftig bei Maschinenbreiten von sechs Seiten statt der heute üblichen 2 oder 4 Seiten in der Breite vermehrt vorkommen, kann die Durchbiegung Werte von bis zu 0.1mm erreichen, wenn keine geeigneten Gegenmassnahmen getroffen werden.

[0003] Zum gegenseitigen Abstützen von aufeinander abrollenden Zylindern ist aus dem Stand der Technik die Verwendung von Stützringen, insbesondere von Schmitzringen, bekannt. Die Stützringe sind üblicherweise auf der Zylinderwelle zwischen dem Zylinder und dessen Lager, d.h. innerhalb der Zylinderlager im Maschinengestell, angeordnet. Die gattungsbildende DE-AS 20 33 515 betrifft das örtliche Verändern des von einem Druckzylinder erzeugten Druckbildes. Hierzu wird auf den Zylinder ein in verbiegenderes Biegemoment ausgeübt, wobei die Lage, die Länge und die grösste Ausbiegung der Biegelinien der jeweils gewünschten Druckbildveränderungen angepasst werden. Die Kräfte zum Verbiegen des Zylinders greifen an Lagerstellen an, die beabstandet zu den beiden Drehlagern des Zylinders angeordnet sind. Die Kräfte werden mittels Kolben, die über Kolbenstangen jeweils auf einen Lagerkörper wirken oder über Exzenter aufgebracht. In den Exzenter sind die Lagerzapfen des Zylinders exzentrisch zur Drehachse des Exzenter drehgelagert.

[0004] Die US-43,722,05 betrifft eine Vorrichtung zum Durchbiegen einer parallel zu einem Gegenzylinder einer Rotationsdruckmaschine verlaufenden Druckwalze, insbesondere eines Formzylinders in einer Tiefdruckmaschine zu einem Biegepresseur. Durch die Verwendung einer solchen Spannvorrichtung an den beiden Enden eines Biegepresseurs ist eine individuelle Einstellung des Biegemomentes und somit der Durchbiegung des Presseurs nach Lage, Länge und Grösse der Ausbiegung sowie des Anstelldruckes an den Enden bezogen auf den Gegendruckzylinder möglich. Die Einstellung des Biegemomentes in Bezug auf unterschiedliche Druckstellungen eines Druckzylinders ist jedoch nicht möglich.

[0005] Der in DE-29 40 879 bekannt gewordene Gegenstand betrifft eine Vorrichtung zum Biegen einer Druckwalze in einer Rotationsdruckmaschine und lehrt ein Wirkungsprinzip mit dem durch die gegenläufige Verstellung von Stellhebel durch mit verbundenen

Pneumatikzylinder ein Biegemoment auf den Mantel einer Druckwalze übertragen werden kann. Dieses Wirkungsprinzip ist nicht dazu ausgelegt, einer Änderung der Richtung der auf dem Zylinder wirkenden Streckenlasten entgegenzuwirken, wie sie durch den Wechsel der Betriebszustände des Zylinders verursacht wird.

[0006] Die Aufgabe der Erfindung ist es, eine Zylindervorspannkraft in Anpassung an unterschiedliche Betriebszustände des Zylinders einzustellen.

[0007] Diese Aufgabe wird durch die Gegenstände der Ansprüche 1 und 2 gelöst.

[0008] Die Erfindung betrifft ein Verfahren zur Beeinflussung des Biegeverlaufes eines Zylinders einer Rotationsdruckmaschine. Mittels einer von einem Antrieb aufgetragenen veränderbaren äußeren Kraft wird eine Vorspannkraft, die ein Biegemoment um eine Achse quer zu einer

[0009] Drehachse des Zylinders erzeugt, in einem Abstand von einem maschinenseitigen Lager des Zylinders auf einen Zapfen des Zylinders aufgebracht.

[0010] Nach der Erfindung dient das Biegemoment dazu, eine Durchbiegung des Zylinders aufgrund einer Biegebelastung in unterschiedlichen Stellungen des Zylinders zu reduzieren. Die Vorspannkraft wird durch ein Getriebe, das in den unterschiedlichen Stellungen des Zylinders jeweils in einer anderen Getriebestellung blockiert, als resultierende Kraft eines

[0011] Kräfteparallelogramms gebildet, das durch die äußere Kraft und eine durch das Getriebe gebildete Reaktionskraft darauf aufgespannt wird.

[0012] Ferner betrifft die Erfindung eine Vorrichtung zur Beeinflussung des Biegeverlaufes eines Zylinders einer Rotationsdruckmaschine durch Aufbringen eines Biegemomentes um eine Achse quer zu einer Drehachse des Zylinders. Das Biegemoment wird aufgebracht mittels einer Kurbel, die in einem Abstand von einem maschinenseitigen Lager des Zylinders auf einem Zapfen des Zylinders in einem Drehlager drehgelagert ist und eines Antriebs, durch den eine veränderbare äußere Kraft auf die Kurbel aufbringbar ist.

[0013] Erfindungsgemäß greift die äußere Kraft exzentrisch zum Drehlager der Kurbel an. Es ist wenigstens ein Blockiermittel vorgesehen, durch das die Kurbel gegen eine durch die äußere Kraft bewirkte Drehung in wenigstens zwei Anschlagwinkellagen gegenüber dem Zylinder blockierbar ist, in denen auf das Drehlager der Kurbel je eine Reaktionskraft auf die äußere Kraft ausgeübt wird, die zusammen mit der äußeren Kraft ein Kräfteparallelogramm bildet, dessen resultierende Kraft einer Durchbiegung des Zylinders aufgrund einer Biegebelastung entgegen wirkt.

[0014] Das Aufbringen einer äußeren Kraft durch einen eigens dafür vorgesehenen Antrieb eröffnet grundsätzlich die Möglichkeit, die Vorspannkraft flexibel jedem Betriebszustand eines Zylinders anzupassen. Insbesondere lässt sich die äußere Kraft durch Steuerung des Antriebs ändern. Eine manuelle Justierung vor Ort ist nicht notwendig. Eine Einstellung von einem Maschi-

nenleitstand aus wird möglich. Falls notwendig, kann die Antriebskraft auch während des Betriebs verändert werden. Beim Umsteuern des vorzuspannenden Zylinders, beispielsweise von einer Gummi/Gummi-Produktion auf eine Gummi/Stahl-Produktion und umgekehrt, ändert sich die Richtung der auf den Zylinder wirkenden Biegebelastung erheblich, während die Lage des Zylinders im Raum nur wenig verändert wird. Indem die vom Antrieb aufgebrachte Kraft über ein geeignetes Getriebe auf den Zylinderzapfen geleitet wird, ist es nicht notwendig, den Antrieb selbst entsprechend der Richtungsänderung der Biegebelastung nachzuführen, um auch die Richtung der Vorspannkraft zu wechseln. Dies ist wegen der vorgegebenen Platzverhältnisse in den meisten Anwendungsfällen auch nicht oder nur begrenzt möglich. Durch die Kombination eines Antriebs mit einem Getriebe wird es möglich, die Vorspannkraft bei einem Wechsel des Betriebszustandes des Zylinders, wie er beispielsweise beim Umsteuern des Zylinders zwischen unterschiedlichen Druckstellungen in vorgegebener Weise auftritt, automatisch in Richtung der jeweiligen Biegebelastung und in der richtigen Größe einzustellen.

[0015] Die Vorspannkraft kann auf den Zylinderzapfen an einem Ort zwischen oder außerhalb der maschinenseitigen Zylinderlagerung entweder auf einen oder beide Zylinderzapfen aufgebracht werden.

[0016] Das Getriebe ist vorzugsweise als Schubkurbel ausgebildet. Es weist erfindungsgemäß eine auf dem Zylinderzapfen drehbar gelagerte Kurbel auf, an der die äußere, vom Antrieb aufgebrachte Kraft angreift. Ferner wird ein nur auf Zug belastbares Blockiermittel zum einen an die Kurbel und zum anderen an das Maschinengestell angelenkt. Dadurch ist die Kurbel in einer vorgegebenen Winkellage blockierbar. Anstelle des nur auf Zug belastbaren Blockiermittels kann auch ein nur auf Druck belastbares Blockiermittel zur Kraftumlenkung eingesetzt werden. Es bildet sich somit ein Kräfteparallelogramm zwischen der vom Antrieb auf die Kurbel ausgeübten äußeren Kraft und der ebenfalls auf die Kurbel wirkenden Gegenkraft zu der vom Blockiermittel aufgenommenen Kraft.

[0017] Das Kräfteparallelogramm kann durch geeignete Wahl des Angriffspunktes und der Richtung je der äußeren Kraft und der vom Blockiermittel aufgenommenen Kraft so gebildet werden, daß eine Linie durch den Schnittpunkt dieser beiden Kräfte oder ihrer Verlängerungen und die Drehachse des Zylinders nahezu und idealerweise exakt deckungsgleich zur Biegebelastung verläuft. Dies bedeutet, daß die resultierende Kraft, nämlich die Vorspannkraft, zur Biegebelastung gleichgerichtet und somit zu deren Kompensation geeignet ist.

[0018] Bei diesem bevorzugt als Schubkurbel mit zugbelastbarem Blockiermittel ausgebildeten Getriebe ist bei der Anordnung des Blockiermittels lediglich darauf zu achten, das die Gegenkraft, die vom Blockiermittel auf die Kurbel ausgeübt wird, also die Linie durch die

Anlenkung des Blockiermittels am Maschinengestell und die Anlenkung des Blockiermittels an der Kurbel, eine Komponente in Richtung der aufzubringenden Vorspannkraft hat.

5 **[0019]** Die Größe der Vorspannkraft läßt sich einfach durch Vergrößerung oder Verringerung der vom Antrieb auf die Kurbel ausgeübten äußeren Kraft den Gegebenheiten angepaßt einstellen. Anderer Veränderungen bedarf es grundsätzlich nicht. Es können damit auch auf jeden Zapfen eines Zylinders unterschiedliche Vorspannkraften aufgebracht und unsymmetrische Biegebelastungen kompensiert werden.

10 **[0020]** Das Blockiermittel kann durch eine Kette, ein Seil oder dergleichen gebildet werden. Bevorzugterweise findet allerdings eine Lasche Verwendung, die mit einem Ende am Maschinengestell gelenkig befestigt und mit ihrem anderen Ende an der Kurbel bis zu seiner Blockierstellung beweglich geführt ist.

15 **[0021]** In einer bevorzugten Ausführungsform ist für unterschiedliche Zylinderstellungen mit entsprechend unterschiedlichen Biegebelastungen je ein Blockiermittel vorgesehen. In jeder Zylinderstellung wird dabei nur jeweils eines der Blockiermittel beansprucht, während das oder die anderen kräftefrei bleiben. Das vorstehend erläuterte Kräfteparallelogramm wird mittels des für die jeweilige Zylinderstellung vorgesehenen Blockiermittels gebildet. Der Angriffspunkt der äußeren Kraft an der Kurbel ist in allen Fällen der gleiche.

20 **[0022]** Eine ebenfalls vorteilhafte Ausführung der Erfindung besteht darin, die maschinenseitige Anlenkung des Blockiermittels beweglich gegenüber dem Maschinengestell und in jeder oder in vorgegebenen Lagen arretierbar anzuordnen. Zum einen wird dadurch eine zusätzliche Feineinstellung der resultierenden Vorspannkraft für je einen Betriebszustand ermöglicht. Dies ist beispielsweise bei unterschiedlichen Plattenbelegungen der Platten- bzw. Formzylinder von Vorteil. Zum anderen wird es möglich, mit einem einzigen Blockiermittel bei entsprechender Anordnung der Lage der Blockierstellungen an der Kurbel auch bei unterschiedlichen Betriebszuständen auszukommen.

25 **[0023]** Bevorzugt wird die Kurbel durch eine Scheibe gebildet, auf der ein exzentrisch zum Zylinderzapfen angeordneter Bolzen für eine Drehanlenkung des Antriebs sitzt. Eine

30 **[0024]** Scheibe als Kraftübertragungsglied eröffnet die größtmögliche Freiheit bei der Wahl des Ortes für die Anlenkung des Antriebs und des Ortes für die Anlenkung des oder der Blockiermittel. So kann die Scheibe im Falle starr ausgebildeter Zugglieder für jedes Zugglied mit einer Führung versehen sein, in der beispielsweise ein an dem jeweiligen Zugglied befestigter Bolzen gleitend geführt ist und zum Zwecke des Blockierens der Scheibe gegen eine Art Anschlag läuft. Für solche Führungen steht bei einer als Scheibe ausgebildeten Antriebskurbel ein weiter Winkelbereich der Scheibe zur Verfügung. Dies kann besonders dann von Vorteil sein, wenn wegen unterschiedlicher räumlicher

Verhältnisse bei unterschiedlichen Maschinen die Zugglieder relativ zum Ort der Anlenkung des Antriebs an der Antriebskurbel von Maschine zu Maschine unterschiedlich anzuordnen sind.

[0025] Antriebsseitig weist die erfingsgemäße Vorrichtung bevorzugterweise ein motorisch getriebenes zug- und druckbetätigbares Gewindegetriebe oder einen doppelseitig wirkenden Hydraulikzylinder auf, mit dem eine Hebelstange entlang ihrer Längsachse in beide Richtungen angetrieben werden kann. Dadurch kann die Richtung der Vorspannkraft in einem noch größeren Bereich eingestellt werden. Der einstellbare Bereich kann weiter dadurch erhöht werden, daß die Hebelstange, gegebenenfalls mitsamt Antrieb, um eine zum Zylinderzapfen parallele Achse kippbar ist.

[0026] Vorteilhaft ist es auch, an der Hebelstange zwischen ihrer Anlenkung an der Antriebskurbel und ihrem antriebsseitigen Ende ein Federelement zum Messen der von der Hebelstange übertragenen Kraft anzuordnen. Ein Meßsignal für die von dem Federelement aufgenommene Kraft kann zur Regelung des Motors mittels einer geeigneten Motorsteuerung dienen.

[0027] Obwohl es ausreichend oder auch wünschenswert sein kann, nur auf einen der beiden über die maschinengestellseitige Zylinderlagerung hinausragenden Zylinderzapfen eine Vorspannkraft aufzubringen, wird eine beidseitige Anordnung der erfindungsgemäßen Vorrichtung oft zu bevorzugen sein. Die beiden Vorrichtungen arbeiten dann zumeist symmetrisch; grundsätzlich müssen sie jedoch nicht gleichzeitig angesteuert werden, insbesondere wird eine Ansteuerung zum Aufbringen unterschiedlicher Vorspannkräfte bevorzugt, wenn dies erforderlich werden sollte.

- Fig. 1 einen Teil einer Druckeinheit;
 Fig. 2 die Auslenkung eines Zylinders der Druckeinheit von Figur 1 unter einer Streckenlast;
 Fig. 3 die Auslenkung des Zylinders von Figur 2 bei verstärkter Lagerung;
 Fig. 4 die Auslenkung des Zylinders von Figur 2 bei einer Kompensation der Streckenlast durch eine Vorspannkraft;
 Fig. 5 eine Vorrichtung zum Vorspannen eines gegen einen Stahlzylinder angestellten Gummizylinders;
 Fig. 6 die Vorspannvorrichtung von Figur 5 für den gegen einen Gummizylinder angestellten Gummizylinder der Fig.5;
 Fig. 7 einen Schnitt durch die Anordnung aus Gummizylinder und Vorspannvorrichtung der Figuren 5 und 6; und
 Fig. 8 eine Vorspannvorrichtung mit einer beweglich am Maschinengestell angelenkten Lasche.

[0028] Fig. 1 zeigt eine Zylinderanordnung einer Druckeinheit mit einem Stahlzylinder 3, zwei Gummizylindern 1 und 2, einem Formzylinder 4 für den Gummizylinder 1 und einem Formzylinder 5 für den Gummizy-

linder 2. Die Gummizylinder 1 und 2 sind umsteuerbar. In einer ersten Druckstellung A rollen sie auf dem Stahlzylinder 3 und in einer zweiten Druckstellung B rollen sie aufeinander ab.

[0029] Die Umsteuerung erfolgt durch einen Arbeitszylinder 8. Eine Kolbenstange 9 des Arbeitszylinders 8 trägt an ihrem Ende ein Koppelstück 10, das mittels eines Drehlagers 11 an einem Hebel 12 angelenkt ist. Der Hebel 12 sitzt, wie Fig. 7 zu entnehmen ist, starr auf einer Exzenterbüchse 7. Ein weiterer, ebenfalls starr mit der Exzenterbüchse 7 verbundener Hebel 13 trägt einen Bolzen 14, der mittels einer Verstellerschraube 15 verstellbar ist und in einem Maschinengestell 6 zwischen zwei Anschlagpositionen A1, B1 für die beiden Druckstellungen A und B geführt ist. Unter der Linearbewegung der Kolbenstange 9 wandert der Mittelpunkt des Drehlagers 11 entlang der strichpunktierten Kreisabschnittslinie 21 um die Drehachse 19 der Exzenterbüchse 7 zwischen den beiden durch den Bolzen 14 vorgegebenen Anschlagpositionen A1, B1. Jeder Gummizylinder 1 und 2 ist mit einem Zylinderzapfen 17 (Fig. 4, 7) in solch einer Exzenterbüchse 7 drehgelagert und beschreibt somit bei der Drehung der Exzenterbüchse 7 um deren Drehachse 19, die zur Drehachse 1.1 bzw. 2.1 des jeweiligen Gummizylinders 1 bzw. 2 exzentrisch verläuft, eine Kreisabschnittsbahn 20 um die Drehachse 19 der Exzenterbüchse 7. Der Gummizylinder 1 wird dadurch entweder an seinen Gummigegenzylinder 2 oder den Stahlzylinder 3 gepreßt. In seiner Mittelstellung C ist er von beiden Gegenzylindern 2, 3 und vom entsprechenden Formzylinder 5 abgestellt.

[0030] In Fig. 2 ist die Auslenkung f des Zylinders 2 dargestellt, der zwischen seinen beiden maschinengestellseitigen Lagern 22 infolge der Abrollung auf einem entsprechenden Gegenzylinder 1 oder 3 unter einer Streckenlast Q steht. Die Auslenkung f besitzt den bekannten, unerwünscht stark ausgeprägten Verlauf.

[0031] Eine Verringerung der Auslenkung f läßt sich, wie in Figur 3 dargestellt, durch eine

[0032] Verstärkung der Zylinderlager 22 erreichen, indem die beiden Lager als mehrrollige Lager 22.1 mit definiertem Spiel ausgebildet werden. Durch diese Streckung der Lager 22.1 in Zylinderachsrichtung läßt sich bereits eine gewisse Verringerung der Durchbiegung erzielen.

[0033] Fig. 4 zeigt, wie die Auslenkung f des mit der Streckenlast Q beaufschlagten Zylinders 2 durch das Aufbringen einer Gegenkraft PV_1 auf einen über das eine Lager 22 hinausragenden Wellenzapfen 18 und einer Gegenkraft PV_2 auf den über das andere Lager 22 hinausragenden, gegenüberliegenden Wellenzapfen 18 weitestgehend reduziert wird. Im Ausführungsbeispiel werden zwei gleichgroße und gleichgerichtete Kräfte PV_1 und PV_2 symmetrisch auf die beiden Wellenzapfen 18 aufgebracht. Die Auslenkung f verläuft deshalb ebenfalls symmetrisch und behält ihren größten Wert in der Mitte zwischen den beiden Lagern 22.

[0034] Die Gegenkräfte PV_1 und PV_2 sind sowohl in

ihrer Richtung als auch in ihrer absoluten Größe veränderbar, damit unterschiedlich verlaufenden Streckenlasten Q angemessen entgegengewirkt werden kann. Im Ausführungsbeispiel der Fig. 1 wechselt die aus der Abrollung und dem Eigengewicht des Zylinders gebildete Streckenlast Q beispielsweise bei einer Umsteuerung zwischen den beiden Druckstellungen A und B ihre Richtung und ihre Größe.

[0035] Die Fig. 5 bis 7 zeigen eine Anordnung zum Aufbringen einer Vorspannkraft, die in Anpassung an die unterschiedlichen Druckstellungen A und B in ihrer Richtung und in Anpassung an Streckenlasten Q, die beispielsweise in Abhängigkeit der Zylinderlängen auch in ihrer Größe differieren können, verändert werden kann. Zur Beschreibung der Funktionsweise dieser Anordnung anhand der beiden Figuren 5 und 6 für die beiden Druckstellungen A und B wird für die in diesen Figuren 5 und 6 nicht gezeichneten Details auf die Darstellung in Fig. 7 verwiesen.

[0036] In Fig. 5 befindet sich der Gummizylinder 2 in der Stellung A, d.h. er rollt auf dem Stahlzylinder 3 und dem zugeordneten Formzylinder 5 ab, wodurch auf den Gummizylinder 2 eine aus beiden Abrollungen und seinem Eigengewicht resultierende Streckenlast wirkt. Zur Kompensation dieser Streckenlast wird eine in die gleiche Richtung wirkende Vorspannkraft 37 auf die beiden über die Lager 22 in der Maschinengestellwand 6 hinausragenden Zapfenenden 18 der Zylinderzapfen 17 des Gummizylinders 2 aufgebracht.

[0037] Zu diesem Zweck ist auf den Zapfenenden 18 beidseitig des Gummizylinders 2 jeweils eine Scheibe 23 mittels Lager 22.2 drehgelagert. Die Scheibe 23 sitzt auf dem Zylinderzapfen 17 weiter draußen als ein Antriebszahnrad 16 des Zylinders 2. An einem exzentrisch zur Zylinderdrehachse 2.1 auf dieser Scheibe 23 sitzenden, in Zylinderachsrichtung weisenden Bolzen 32 ist eine Hebelstange 31 um den Bolzen 32 drehbar angelenkt. Die Hebelstange 31 wird über ein Getriebe von einem Motor 26, der sich auf der dem Gummizylinder 1 abgewandten Seite des Gummizylinders 2 befindet, hin und her angetrieben. Die Bewegungsrichtung der Hebelstange 31 verläuft quer zur Drehachse 2.1 des Gummizylinders 2. Die Scheibe 23 bildet eine Kurbel, die sich unter der Wirkung der Hebelstange 31 um die Drehachse 2.1 des Gummizylinders 2 dreht.

[0038] Der exzentrisch angeordnete Bolzen 32 ist in einem Bereich der Scheibe 23 angebracht, der durch die Verbindungslinien von der Drehachse 2.1 des Gummizylinders 2 zu dessen Eingriffslinien E mit den beiden Zylindern 3 und 5, auf denen er abrollt, begrenzt wird und in den Raum zwischen den Stahlzylinder 3 und den Formzylinder 5 ragt. Die Bewegungsrichtung der Hebelstange 31 kann durch Umsteuern des Motors 26 gewechselt werden.

[0039] Neben der Hebelstange 31 weist das Getriebe des Ausführungsbeispiels eine stabförmige erste und eine stabförmige zweite Lasche 38 und 46 auf, die vorzugsweise starre Körper sind. Die erste Lasche 38 ist

an einem Ende in einem maschinengestellseitigen ersten Bock 43 mittels eines Gelenks 39 und die zweite Lasche 46 ist an einem Ende in einem eigenen maschinengestellseitigen zweiten Bock 44 mittels eines Gelenks 45 befestigt. Die Anlenkung der beiden Laschen am Maschinengestell 6 gestattet ein Verdrehen der Laschen um zur Drehachse 2.1 des Gummizylinders 2 parallele Achsen. Im Ausführungsbeispiel werden die Gelenke 39 und 45 durch Drehlager gebildet.

[0040] Am freien Ende der ersten Lasche 38 sitzt ein erster Bolzen 40, und am freien Ende der zweiten Lasche 46 sitzt ein zweiter Bolzen 47. Die beiden Laschen 38 und 46 werden über die Bolzen 40 und 47 an der Scheibe 23 geführt. Sie begrenzen die Drehfreiheit dieser Scheibe 23, und zwar jeweils eine Lasche in einer Drehrichtung. Zu diesem Zweck weist die Scheibe 23 zwei als Ausnehmungen ausgebildete Führungen 42 und 48 auf, die kreisabschnittsförmig entlang eines gemeinsamen Kreisbogens 34 um die Drehachse 2.1 des Gummizylinders 2 verlaufen. Im Ausführungsbeispiel liegt auf dem gleichen Kreisbogen auch der exzentrisch angeordnete Bolzen 32. Die Ausnehmungen 42 und 48 haben in etwa eine Breite, die dem Durchmesser der beiden Bolzen 40 und 47 entspricht und befinden sich in dem vom exzentrisch angeordneten Bolzen 32 über die Zylinderdrehachse 2.1 hinaus verlängerten Bereich der Scheibe 23. In der ersten Führung 42 ist der Bolzen 40 der ersten Lasche 38 und in der zweiten Führung 48 ist der Bolzen 47 der zweiten Lasche 46 gleitend aufgenommen. Die beiden Bolzen 40 und 47 weisen in die Richtung der Drehachse 2.1 des Gummizylinders 2 und durchtragen ihre jeweilige Ausnehmung.

[0041] Durch die Hebelstange 31 kann somit die Scheibe 23 solange gedreht werden, bis eine der beiden Führungen 42 oder 48 mit ihrem jeweils nachlaufenden Ende gegen den in ihr gleitend aufgenommenen Bolzen 40 oder 47 zu liegen kommt, die entsprechende Lasche 38 oder 46 auf Zug beansprucht wird und die Drehung blockiert. Die beiden Laschen sind am Maschinengestell 6 und an der Scheibe 23 so angelenkt, daß sie nur entlang ihrer jeweiligen Verbindungslinie von diesen beiden Anlenkungen auf reinen Zug beanspruchbar sind.

[0042] Die Anlenkung der Hebelstange 31 an die Scheibe 23 und die beiden Anlenkungen 39, 40 und 45, 47 der beiden Laschen 38 und 46 sind zueinander je so angeordnet, daß beim Blockieren der Scheibe 23 ein Kräfteparallelogramm entsteht, dessen resultierender Kraftvektor zur gemeinsamen Drehachse 2.1 des Gummizylinders 2 und der Scheibe 23 gerichtet ist und die gleiche Richtung wie die resultierende Streckenlast Q hat. Durch den die Scheibe 23 und die Hebelstange 31 umfassenden Kurbeltrieb des Ausführungsbeispiels und den beiden beidseitig, d. h. am Maschinengestell und an der Scheibe 23, drehbar angelenkten Laschen 38 und 46 wird bereits erreicht, daß der resultierende Kraftvektor immer zur Zylinderdrehachse weist. Durch Abstimmung der Bewegungsrichtung der Hebelstange

31 und der Winkellage der beiden Führungen 42 und 48, insbesondere der Winkellage der in Anschlag zu den Laschen 38 und 46 kommenden nachlaufenden Enden dieser Führungen, wird der Schnittpunkt der somit in ihren Richtungen vorgegebenen Kräfte so gewählt, daß die resultierende Kraft vom Schnittpunkt ausgehend und zur Zylinderdrehachse weisend in die durch die Maschine vorgegebene Richtung der resultierenden Streckenlast weist.

[0043] Ein solches Kräfteparallelogramm ist für die Druckstellung A in Figur 5 abgebildet. Durch den Antrieb der Hebelstange 31 in Richtung des eingezeichneten Kraftvektors 36 für die äußere Kraft wird die Scheibe 23 über den exzentrisch auf der Scheibe sitzenden Bolzen 32 in Richtung des Kraftvektors 36 solange gedreht bis die erste Führung 42 mit ihrem nachlaufenden Ende an den ersten Bolzen 40 der ersten Lasche 38 aufläuft. Durch Verlängerung wird der Zugkraftvektor der ersten Lasche 38 bzw. dessen Gegenkraft 35 - die Lasche 38 wird entlang dieser Linie zwischen ihren beiden Kraft-einleitpunkten bei den Bolzen 39 und 40 auf Zug beansprucht - mit dem Kraftvektor 36 zum Schnitt gebracht. Der Schnittpunkt liegt in diesem Falle genau in dem die Anlenkung bildenden Bolzen 32 der Hebelstange 31, was jedoch nicht generell notwendig ist. Die ebenfalls am Bolzen 32 angreifende äußere Kraft 36 bildet mit dieser Gegenkraft 35 eine resultierende Kraft 37, die von dem Schnittpunkt in Richtung auf die Zylinderdrehachse 2.1 zu gerichtet ist. Wegen seiner Drehfreiheit ist die Lasche 38 nur auf Zug entlang der Verbindungslinie seiner beiden Anlenkungen, den Bolzen 39 und 40, beanspruchbar und wirkt wie ein bei 39 befestigtes Seil, das durch die äußere Kraft 36 über den Schnittpunkt der Kräfte 36 und 35, vorliegend also über den exzentrisch angeordneten Bolzen 32 gespannt wird und diesen Bolzen bzw. den imaginären Kräfteschnittpunkt in Richtung auf die Drehachse 2.1 zu drückt. Die resultierende Kraft 37 liegt deshalb immer in der Verbindungslinie zwischen dem Kräfteschnittpunkt und der Zylinderdrehachse 2.1. Dieser Schnittpunkt ist, wie vorstehend beschrieben, konstruktiv festgelegt, so daß lediglich noch die Größe der resultierenden Kraft 37 veränderbar ist, und zwar durch entsprechende Einstellung der äußeren Kraft 36 nach Größe oder Richtung oder einer kombinierten Größen- und Richtungseinstellung.

[0044] Die zweite Ausnehmung 48 spielt bei der Kompensation der in der Druckstellung A wirkenden Streckenlast keine Rolle. Sie muß sich entlang des Kreisbogens 34 nur soweit erstrecken, daß der auf der zweiten Lasche 46 sitzende Bolzen 47 dabei nicht kraftschlüssig in ihr zur Anlage kommen kann.

[0045] In Fig. 6 befindet sich der Gummizylinder 2 in der Druckstellung B. Er rollt somit auf dem gegenüberliegenden Gummizylinder 1 und seinem eigenen Formzylinder 5 ab. Damit ändert sich insbesondere die Richtung der resultierenden Streckenlast, die nunmehr von diesen beiden abrollenden Zylindern 1 und 5 und ferner wieder durch die Eigengewichtskomponente des Gum-

mizylinders 2 auf diesen Gummizylinder 2 ausgeübt wird. Die Eigengewichtskomponente erhöht nun sogar die auszugleichende Streckenlast.

[0046] In dieser Druckstellung wird die Bewegung der Hebelstange 31 umgekehrt, so daß auf die Scheibe 23 über den exzentrischen Bolzen 32 eine äußere Kraft 56 längs der Hebelstange 31 in Richtung auf den Motor 26 zu ausgeübt wird. Dadurch wird die Scheibe 23 gegenläufig zum vorhergehenden Fall in die Richtung der resultierenden Kraft 57 gedreht bis der Bolzen 47 gegen das nunmehr nachlaufende Ende der zweiten Führung 48 gedrückt wird. Da auch die zweite Lasche 46 am Maschinengestell 6 drehbar angelenkt ist und deshalb nur eine Zugkraft entlang der Verbindungslinie seiner beiden Bolzen 45 und 47 übertragen kann, ist die resultierende Kraft 57 wieder auf die Drehachse 2.1 des Gummizylinders 2 zu gerichtet. Durch geeignete Wahl der Größe und/oder der Richtung der äußeren Kraft 56 und der Richtung der durch die zweite Lasche 46 aufnehmbaren Zugkraft 55 läßt sich die auf die Drehachse 2.1 des Gummizylinders 2 wirkende resultierende Kraft 57 genauso wie in der Druckstellung A in der gewünschten Richtung und Größe einstellen.

[0047] In dieser Druckstellung B spielt die erste Führung 42 keine Rolle. Auch sie muß sich entlang des Kreisbogens 34 allerdings soweit erstrecken, daß der auf der ersten Lasche 38 sitzende Bolzen 40 nicht kraftschlüssig gegen ihr nachlaufendes Ende zur Anlage kommen und dabei die Scheibe 23 hemmen kann.

[0048] Die Scheibe 23 bildet mit jeder der beiden Laschen 38 und 46 eine Schubkurbel. Je eine dieser beiden Schubkurbeln wird in einer der beiden Druckstellungen A und B unabhängig von der anderen betätigt.

[0049] Als Motor 26 dient ein Elektromotor, der über ein Getriebe 27, 28 und ein Gewinde 27.1 die Hebelstange 31 antreibt. Der gesamte Antrieb, insbesondere die Hebelstange 31, ist um eine zur Drehachse 2.1 des Gummizylinders 2 parallele Kippachse 24 drehbar an einer maschinengestellseitigen Unterstüzung 25 gelagert. Dadurch kann die Hebelstange 31 einer Drehung der Scheibe 23 zwischen den Anschlagpositionen für die beiden Druckstellungen A und B leichter folgen.

[0050] Zwischen dem motorseitigen Ende mit der Schnecke 28 und dem vorderen, beim Bolzen 32 an der Scheibe 23 angelenkten Ende besitzt die Hebelstange 31 einen Hülsenteil 29, in dem ein Federelement 30 sitzt, das die Kraft vom Antrieb auf den exzentrisch an der Scheibe 23 angebrachten Bolzen 32 überträgt. Die so vom Federelement 30 aufgenommene Kraft 36 oder 56 bzw. die Größe der Einfederung wird mittels eines an dem Hülsenteil 29 angebrachten Linerpotentiometers 33 gemessen und in einer Motorregelung mit dem Kraft-Sollwert verglichen und in Deckung mit diesem Sollwert gehalten oder gebracht. Das Hülsenteil 29 mit dem Federelement 30 ist eine in Zug- und Druckrichtung wirksame vorgespannte Federpatrone.

[0051] Die Motorregelung weist im wesentlichen einen Rechner 51 mit Regler und einen PC als Service-

Gerät 52 auf, die mit einem Maschinenleitstand 50 verbunden sind. So kann vom Leitstand 50 aus eine voreingestellte Kraft auf das Zapfenende 18 des Gummizylinders 2 aufgebracht, geregelt gehalten oder bei Bedarf auch manuell am Leitstand geändert werden, um beispielsweise nicht voreingestellten Betriebszuständen begegnen zu können. Bei einer am Leitstand 50 vorgenommenen neuen Maschineneinstellung, beispielsweise einer Änderung der Druckstellung des Gummizylinders 2 kann die Größe der äußeren Kraft 36 bzw. 56 auf die Scheibe 23 einer Programmierung entsprechend auch vollautomatisch verändert werden.

[0052] In Figur 8 ist eine Lasche 38.1 dargestellt, die gegenüber dem Maschinengestell 6 beweglich angeordnet ist. Ihre maschinenseitige Anlenkung 39.1 ist im Bock 43.1 entlang der horizontalen Linie L verschiebbar und in jeder gewünschten Stellung zwischen zwei Endstellungen arretierbar. Durch diese bewegbare Lasche 38.1 wird es möglich, in der jeweiligen Betriebsstellung des Zylinders 2 (hier: Druckstellung A), eine Feineinstellung der Vorspannkraft 37 bzw. 37' vorzunehmen. Dies ist beispielsweise dann von Vorteil, wenn in einer Druckstellung unterschiedliche Biegebelastungen auftreten können, wie dies wegen unterschiedlich belegtem Plattenzylinder 5 der Fall sein kann. Arretierpositionen der Anlenkung 39.1 können auch fest vorgegeben sein, nämlich entsprechend der denkbaren unterschiedlichen Plattenbelegungen. Grundsätzlich genügt auch eine einzige, beweglich angeordnete Lasche 38, um den unterschiedlichen Betriebszuständen, wie sie beispielsweise in den Figuren 5 und 6 dargestellt sind, zu begegnen. Dazu kann die Lasche 38.1 um eine Mittellage, die ungefähr senkrecht unterhalb der Drehachse 2.1 des Gummizylinders 2 liegen kann, beweglich angeordnet sein. Entsprechend ist die Ausnehmung 42.1 auszubilden und zu positionieren.

Patentansprüche

1. Verfahren zur Beeinflussung des Biegeverlaufs eines Zylinders einer Rotationsdruckmaschine, bei dem
 - a) mittels einer von einem Antrieb aufgebrachten veränderbaren äusseren Kraft (36, 56) eine Vorspannkraft (37, 57), die ein Biegemoment um eine Achse quer zu einer Zylinderdrehachse (2.1) erzeugt, in einem Abstand von einem maschinenseitigen Zylinderlager (22) auf einen Zylinderzapfen (17) aufgebracht wird, und
 - b) das Biegemoment zur Reduzierung einer Durchbiegung des Zylinders (2) aufgrund von Biegebelastungen in unterschiedlichen Stellungen des Zylinders (1, 2) dient, **dadurch gekennzeichnet, dass**
2. Vorrichtung zur Beeinflussung des Biegeverlaufs eines Zylinders einer Rotationsdruckmaschine durch Aufbringen eines Biegemoments um eine Achse quer zu einer Zylinderdrehachse (2.1) mittels
 - a) einer Kurbel (23), die in einem Abstand von einem maschinenseitigen Zylinderlager (22) auf einem Zylinderzapfen (17) auf einem Drehlager (22.2) drehgelagert ist und
 - b) eines Antriebs (26, 31) durch den eine veränderbare äussere Kraft (36, 56) auf die Kurbel (23) aufbringbar ist, und dass
 - c) die äussere Kraft (36, 56) exzentrisch zum Drehlager (22.2) der Kurbel (23) angreift, **dadurch gekennzeichnet, dass**
 - d) wenigstens ein Blockiermittel (38, 46) vorgesehen ist, durch das die Kurbel (23) gegen eine durch die äussere Kraft (36, 57) bewirkte Drehung in wenigstens zwei Anschlagwinkellagen gegenüber dem Zylinder (2) blockierbar ist, in denen
 - e) auf das Drehlager (22.2) der Kurbel (23) je eine Reaktionskraft (35, 55) auf die äussere Kraft (36, 56) ausgeübt wird, die zusammen mit der äusseren Kraft (36, 56) ein Kräfteparallelogramm bildet, dessen resultierende Kraft einer Durchbiegung des Zylinders (2) aufgrund einer Biegebelastung (Q) entgegen wirkt.
3. Vorrichtung nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass für unterschiedliche Druckstellungen (A, B) des Zylinders (2) mit unterschiedlichen Biegebelastungen (Q) ein einziges oder je ein Blockiermittel (38, 46), das oder die gegenüber einem Maschinengestell (6) bewegbar angeordnet sein können, vorgesehen ist.
4. Vorrichtung nach Anspruch 2 oder 3, dadurch gekennzeichnet, dass die Kurbel (23) durch eine Scheibe gebildet wird mit einem exzentrisch zum Zapfen (17) des Zylinders (2) angeordneten Bolzen (32) für eine Drehanlenkung des Antriebs (26, 31) an die Kurbel (23).
5. Vorrichtung nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, dass die Vorspannkraft (37, 57) durch ein Getriebe, das in den unterschiedlichen Stellungen des Zylinders (2) jeweils in einer anderen Getriebebestellung blockiert, als resultierende Kraft eines Kräfteparallelogramms gebildet wird, das durch die äussere Kraft (36, 56) und eine durch das Getriebe gebildete Reaktionskraft (35, 55) darauf aufgespannt wird.

zeichnet, dass die Kurbel (23) eine Führung (42, 48) aufweist, in der das starr ausgebildete Blockiermittel (38, 46) bei einer Drehung der Kurbel (23) unter der äusseren Kraft (36, 56) bis zu einer die weitere Drehung blockierenden Anschlagposition geführt wird. 5

6. Vorrichtung nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, dass die Kurbel (23) für jedes Blockiermittel (38, 46) eine Führung (42, 48) aufweist. 10
7. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 2 bis 6, dadurch gekennzeichnet, dass der Antrieb einen Motor (26) oder einen Hydraulikzylinder sowie eine von dem Motor (26) entlang ihrer Längsachse bewegbare Hebelstange (31) umfasst, die an der Kurbel (23) angelenkt ist. 15
8. Vorrichtung nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, dass die Hebelstange (31) um eine zum Zapfen (17) des Zylinders (2) parallele Achse (24) kippbar ist. 20
9. Vorrichtung nach Anspruch 7 oder 8, dadurch gekennzeichnet, dass die Hebelstange (31) zwischen ihrer Anlenkung an der Kurbel (23) und ihrem motorseitigen Ende ein Hülsenteil (29) aufweist, in dem ein Federelement (30) zum Messen der von der Hebelstange (31) übertragenen Kraft angeordnet ist. 25
10. Vorrichtung nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, dass ein Messsignal für die von dem Federelement (30) aufgenommene Kraft zur Regelung des Motors (26) mittels eines Rechners (51) dient. 30
11. Zylinder einer Rotationsdruckmaschine, dadurch gekennzeichnet, dass je eine Vorrichtung nach einem der Ansprüche 2 bis 10 auf beiden Zapfen (17) des Zylinders (2) vorgesehen ist. 35
12. Zylinder nach Anspruch 11, dadurch gekennzeichnet, dass die beiden Vorrichtungen unabhängig voneinander betätigbar sind. 40

Claims

1. A method of influencing the bending behaviour of a cylinder of a rotary printing press, in which 50
- a) a pre-stressing force (37, 57), which produces a bending moment about an axis transverse to a rotational axis (2.1) of the cylinder, is applied to a cylinder journal (17) at a distance from a cylinder bearing (22) on the press by means of a variable external force (36, 56) exerted by 55

a drive, and

b) the bending moment is used to reduce bending of the cylinder (2) on the basis of bending loads in different positions of the cylinder (1, 2), **characterized in that**

c) the pre-stressing force (37, 57) is formed by a gearing - which locks in the different positions of the cylinder (2) in another position of the gearing in each case - as a resulting force of a parallelogram of forces which is stressed thereon by the external force (36, 56) and a reaction force (35, 55) formed by the gearing.

2. A device for influencing the bending behaviour of a cylinder of a rotary printing press by applying a bending moment about an axis transverse to a rotational axis (2.1) of the cylinder by means of

a) a crank (23) which is rotatably mounted on a cylinder journal (17) on a pivot bearing (22.2) at a distance from a cylinder bearing (22) on the press, and

b) a drive (26, 31) by which a variable external force (36, 56) can be exerted upon the crank (23), and

c) the external force (36, 56) acts eccentrically to the rotary bearing (22.2) of the crank (23), **characterized in that**

d) at least one blocking means (38, 46) is provided, by which the crank (23) can be locked in at least two stop angle positions with respect to the cylinder (2) against rotation produced by the external force (36, 56), in which [stop angle positions]

e) one respective reaction force (35, 55) to the external force (36, 56) is exerted upon the pivot bearing (22.2) of the crank (23), the reaction force (35, 55) together with the external force (36, 56) forming a parallelogram of forces, the resulting force of which counteracts a bending of the cylinder (2) on account of a bending load (Q).

3. A device according to Claim 2, **characterized in that** a single locking means (38, 46) or one respective locking means (38, 46) in each case, which can be arranged in a movable manner with respect to a press frame (6), is provided for different printing positions (A, B) of the cylinder (2) with different bending loads (Q).

4. A device according to Claim 2 or 3, **characterized**

in that the crank (23) is formed by a disc with a pin (32) arranged eccentrically to the journal (17) of the cylinder (2) for a rotational articulation of the drive (26, 31) to the crank (23).

- 5
5. A device according to Claim 4, **characterized in that** the crank (23) has a guide (42, 48) in which the rigidly constructed locking means (38, 46) is guided during rotation of the crank (23) under the external force (36, 56) as far as a stop position which prevents further rotation. 10
6. A device according to Claim 5, **characterized in that** the crank (23) has a guide (42, 48) for each locking means (38, 46). 15
7. A device according to one of Claims 2 to 6, **characterized in that** the drive comprises a motor (26) or an hydraulic cylinder as well as a lever rod (31) which can be moved along its longitudinal axis by the motor (26) and which is articulated to the crank (23). 20
8. A device according to Claim 7, **characterized in that** the lever rod (31) can be tilted about an axis (24) parallel to the journal (17) of the cylinder (2). 25
9. A device according to Claim 7 or 8, **characterized in that** between its articulation point on the crank (23) and its end on the motor the lever rod (31) has a sleeve part (29) in which a spring element (30) is arranged in order to measure the force transmitted by the lever rod (31). 30
10. A device according to Claim 9, **characterized in that** a measurement signal for the force absorbed by the spring element (30) is used for regulating the motor (26) by means of a computer (51). 35
11. A cylinder of a rotary printing press, **characterized in that** one respective device according to one of Claims 2 to 10 is provided on the two journals (17) of the cylinder (2). 40
12. A cylinder according to Claim 11, **characterized in that** the two devices can be actuated independently of each other. 45

Revendications 50

1. Procédé pour influencer sur le profil de courbure d'un cylindre d'une machine d'impression rotative dans lequel :

a) au moyen d'une force (36, 56) extérieure qui peut être modifiée et qui est appliquée par un dispositif d'entraînement, on applique, sur un

tourillon (17) de cylindre à une certaine distance d'un palier (2) de cylindre du côté de la machine, une force (37, 57) de précontrainte qui produit un couple de flexion autour d'un axe transversal à un axe (2.1) de rotation du cylindre, et

b) le couple de flexion sert à réduire la flèche du cylindre (2) due à des charges de flexion en des points différents du cylindre (1.2)

caractérisé en ce que

c) la force (37, 57) de précontrainte est formée, par une transmission qui se bloque en les positions différentes du cylindre respectivement dans une autre position de transmission, sous la forme d'une force résultante d'un parallélogramme de forces qui est tendu par la force (36, 56) extérieure et par une force (35, 55) de réaction formée par la transmission.

2. Dispositif pour influencer sur le profil de flexion d'un cylindre d'une machine d'impression rotative par application d'un couple de rotation par rapport à un axe transversal à un axe (2.1) de rotation du cylindre au moyen :

a) d'une manivelle (23) qui est montée à rotation, à une certaine distance d'un palier (22) de cylindre du côté de la machine sur un tourillon (17) de cylindre, sur un coussinet (22.2) de pivotement, et

b) un dispositif (26, 31) d'entraînement par lequel il peut être appliqué une force (36, 56) extérieure variable à la manivelle (23) et en ce que

c) la force (36, 56) extérieure attaque de manière excentrée par rapport au coussinet (22.2) de pivotement de la manivelle (23)

caractérisé en ce que

d) il est prévu au moins un moyen (38, 46) de blocage, par lequel la manivelle (23) peut être bloquée par rapport au cylindre (2) à l'encontre d'une rotation provoquée par la force (36, 57) extérieure, en au moins deux positions angulaires de butée dans lesquelles

e) il est appliqué sur le coussinet (22.2) de pivotement de la manivelle (23) respectivement une force (35, 55) de réaction qui ensemble avec la force (36, 56) extérieure forme un parallélogramme de forces dont la force résultante s'oppose à une flèche du cylindre (2) due à une charge (Q) de flexion.

3. Dispositif suivant la revendication 2, caractérisé en ce que pour des positions (A, B) d'impressions différentes du cylindre (2) avec des charges (Q) de flexions différentes il est prévu un seul ou respectivement un moyen (38, 46) de blocage, qui peut être monté mobile par rapport à un bâti (6) de la machine.

4. Dispositif suivant la revendication 2 ou 3, caractérisé en ce que la manivelle (23) est formée par un disque ayant un axe (32) monté excentré par rapport au tourillon (17) du cylindre (2) et destiné à l'articulation du dispositif (26, 31) d'entraînement sur la manivelle (23). 5
5. Dispositif suivant la revendication 4, caractérisé en ce que la manivelle (23) comporte un guidage (42, 48) dans lequel le moyen (38,46) de blocage constitué de manière rigide est guidé pour une rotation de la manivelle (23) sous l'effet de la force (36, 56) extérieure jusqu'à une position de butée bloquant toute rotation supplémentaire. 10
15
6. Dispositif suivant la revendication 5, caractérisé en ce que la manivelle (23) comporte pour chaque moyen (38, 46) de blocage un guidage (42, 48).
7. Dispositif suivant l'une des revendications 2 à 6, caractérisé en ce que le dispositif d'entraînement comporte un moteur (26) ou un vérin hydraulique ainsi qu'une barre (31) de levier qui peut être déplacée le long de son axe longitudinal par le moteur (26) et qui est articulée à la manivelle (23). 20
25
8. Dispositif suivant la revendication 7, caractérisé en ce que la barre (31) de levier peut basculer autour d'un axe (24) parallèle au tourillon (17) du cylindre (2). 30
9. Dispositif suivant la revendication 7 ou 8, caractérisé en ce que la barre (31) de levier comporte, entre son articulation à la manivelle (23) et son extrémité du côté du moteur, une pièce (29) en forme de douille dans laquelle est disposé un élément (30) élastique de mesure de la force transmise par la barre (31) de levier. 35
10. Dispositif suivant la revendication 9, caractérisé en ce qu'un signal de mesure de la force absorbée par l'élément (30) élastique sert à la régulation du moteur (26) au moyen d'un ordinateur (51). 40
11. Cylindre d'une machine d'impression rotative, caractérisé en ce qu'il est prévu respectivement un dispositif suivant l'une des revendications 2 à 10, sur les deux tourillons (17) du cylindre (2). 45
12. Cylindre suivant la revendication 11, caractérisé en ce que les deux dispositifs peuvent être actionnés indépendamment l'un de l'autre. 50

55

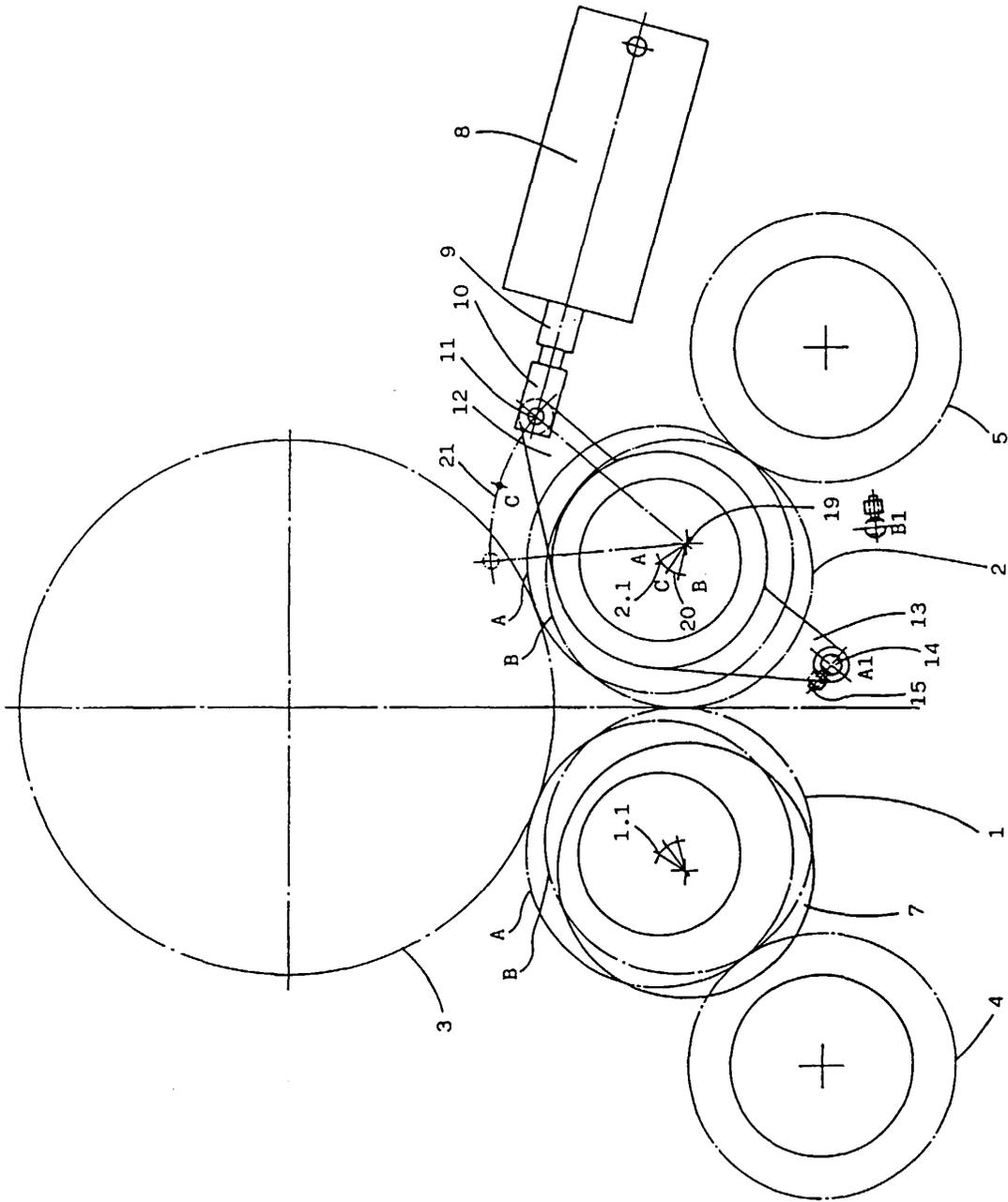


Fig. 1

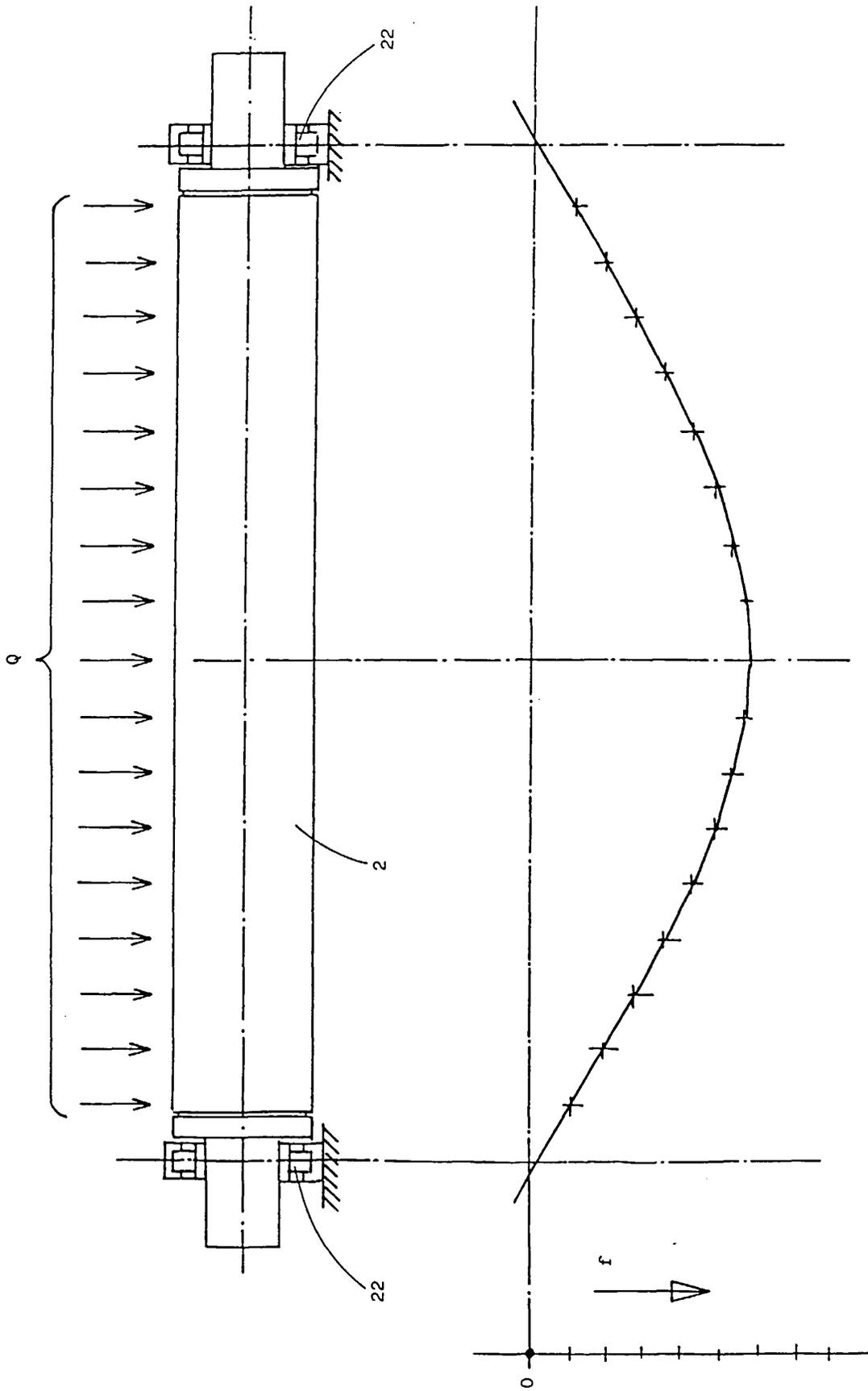


Fig. 2

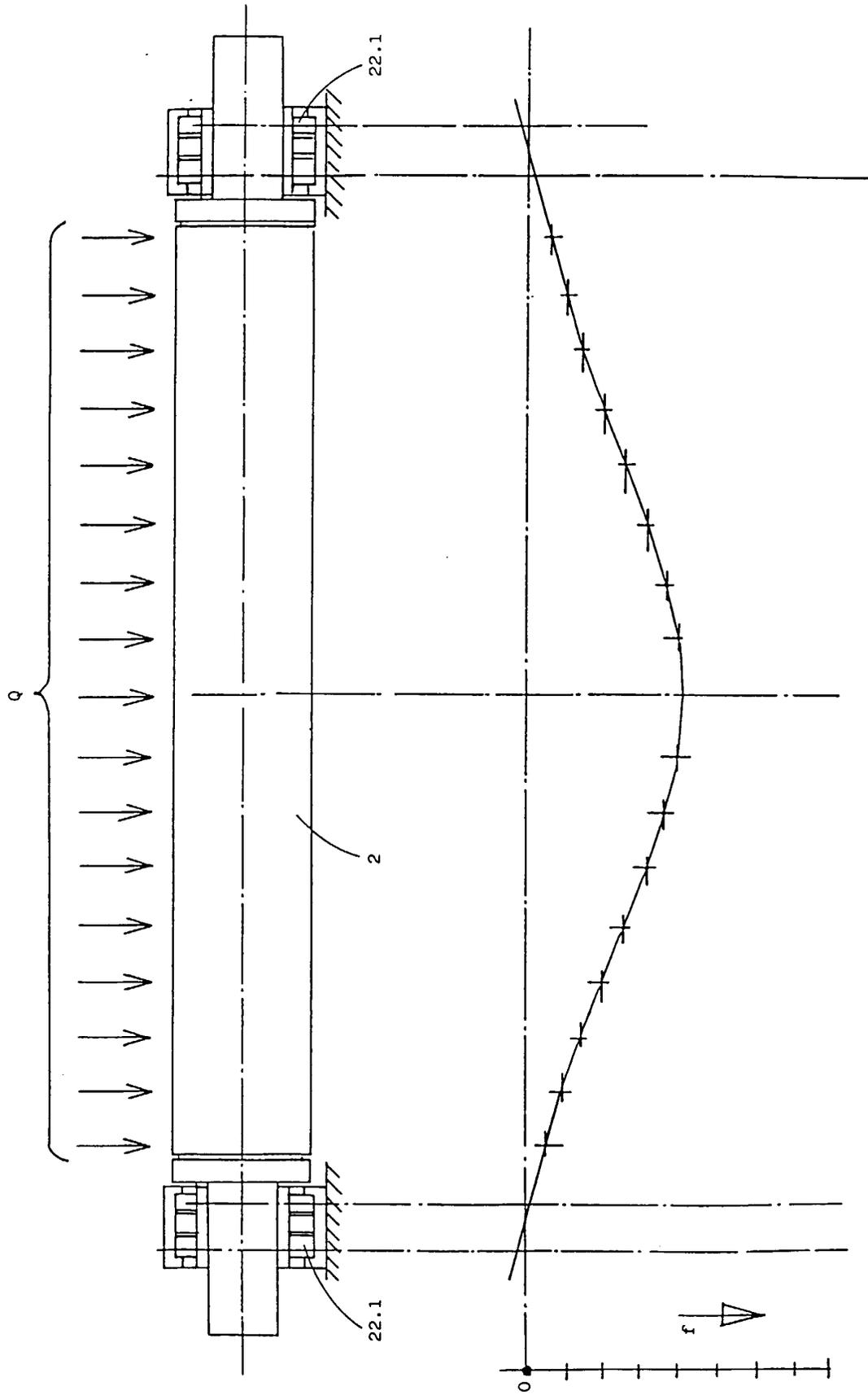


Fig. 3

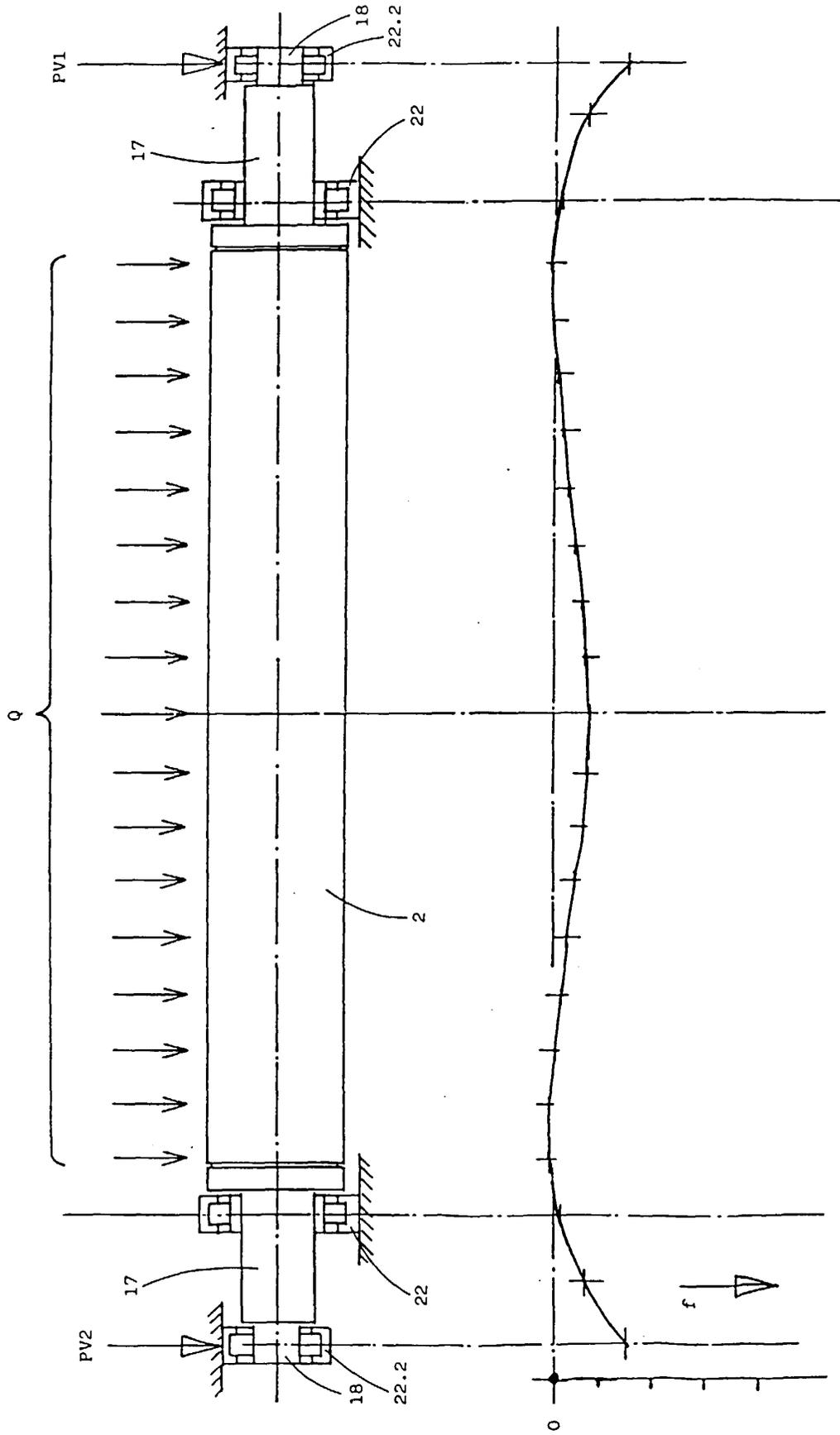


Fig. 4

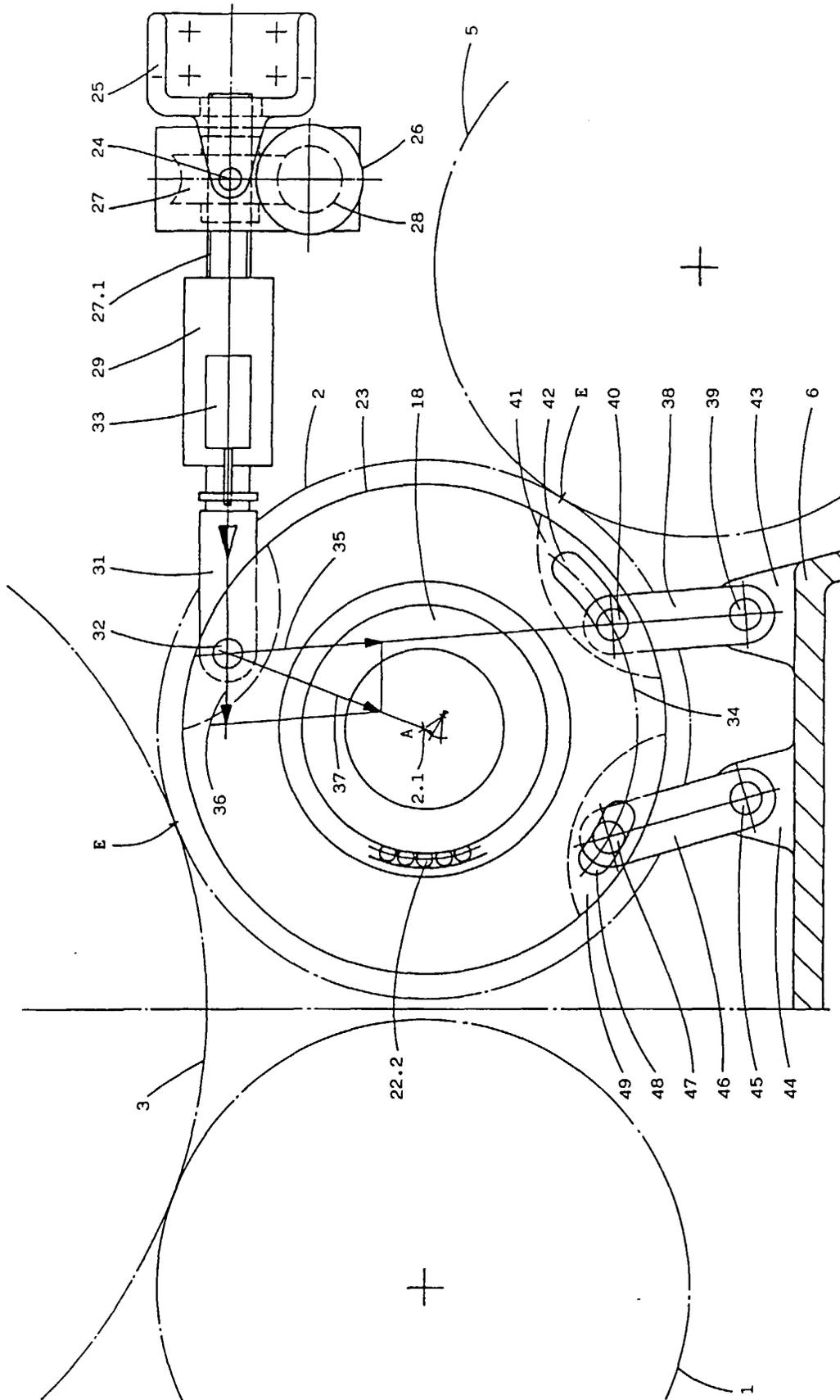


Fig. 5

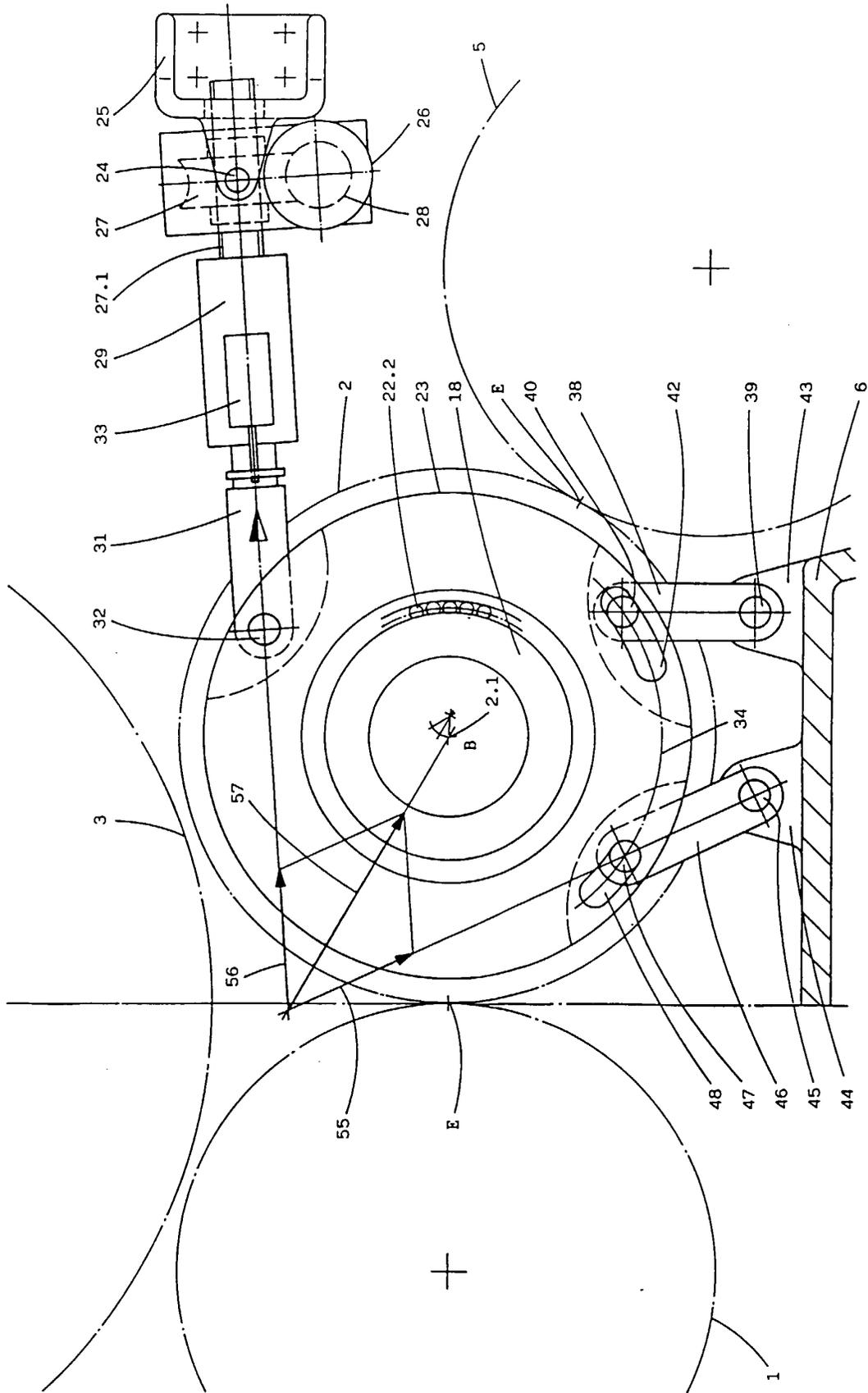


Fig. 6

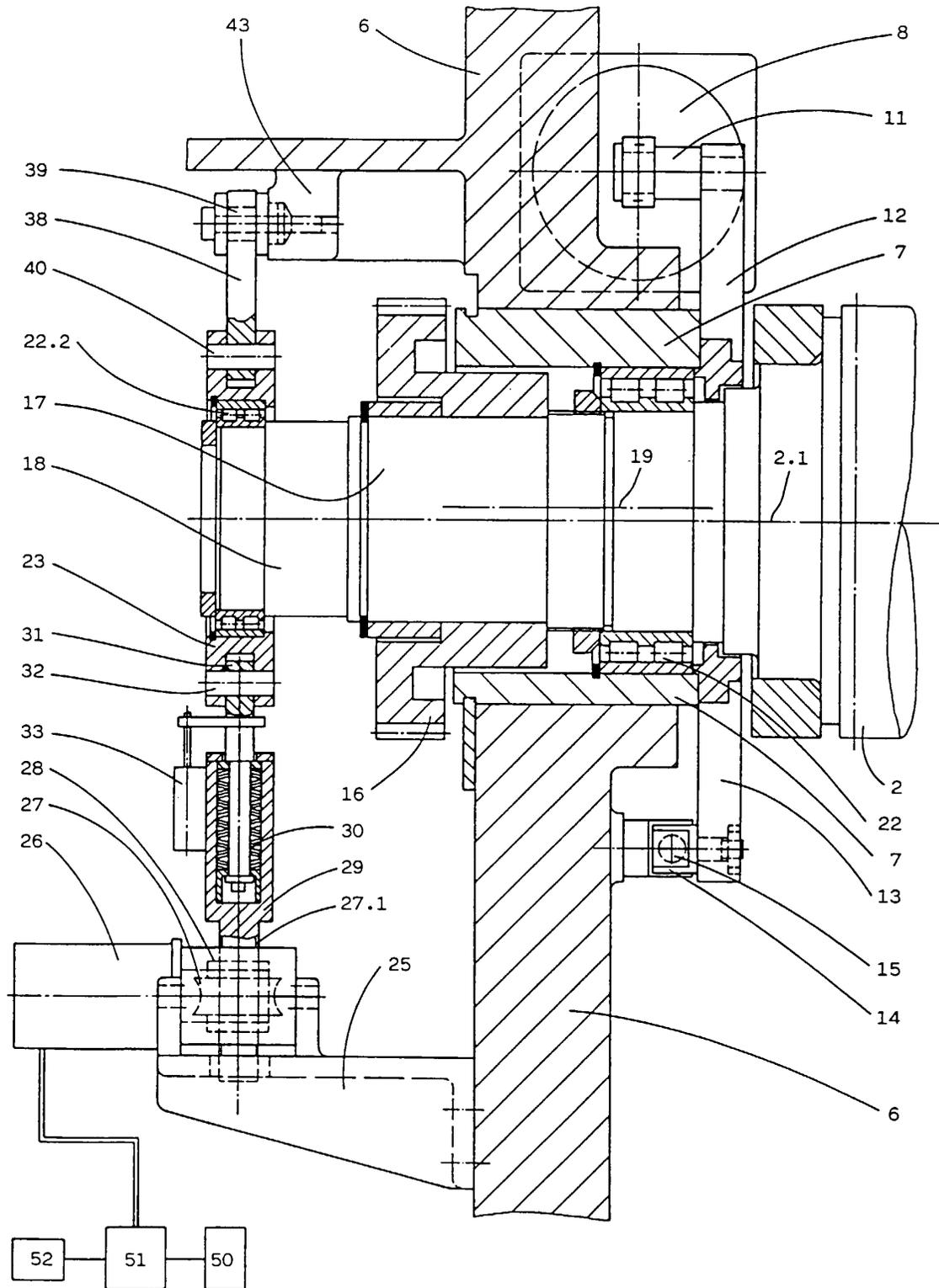


Fig. 7

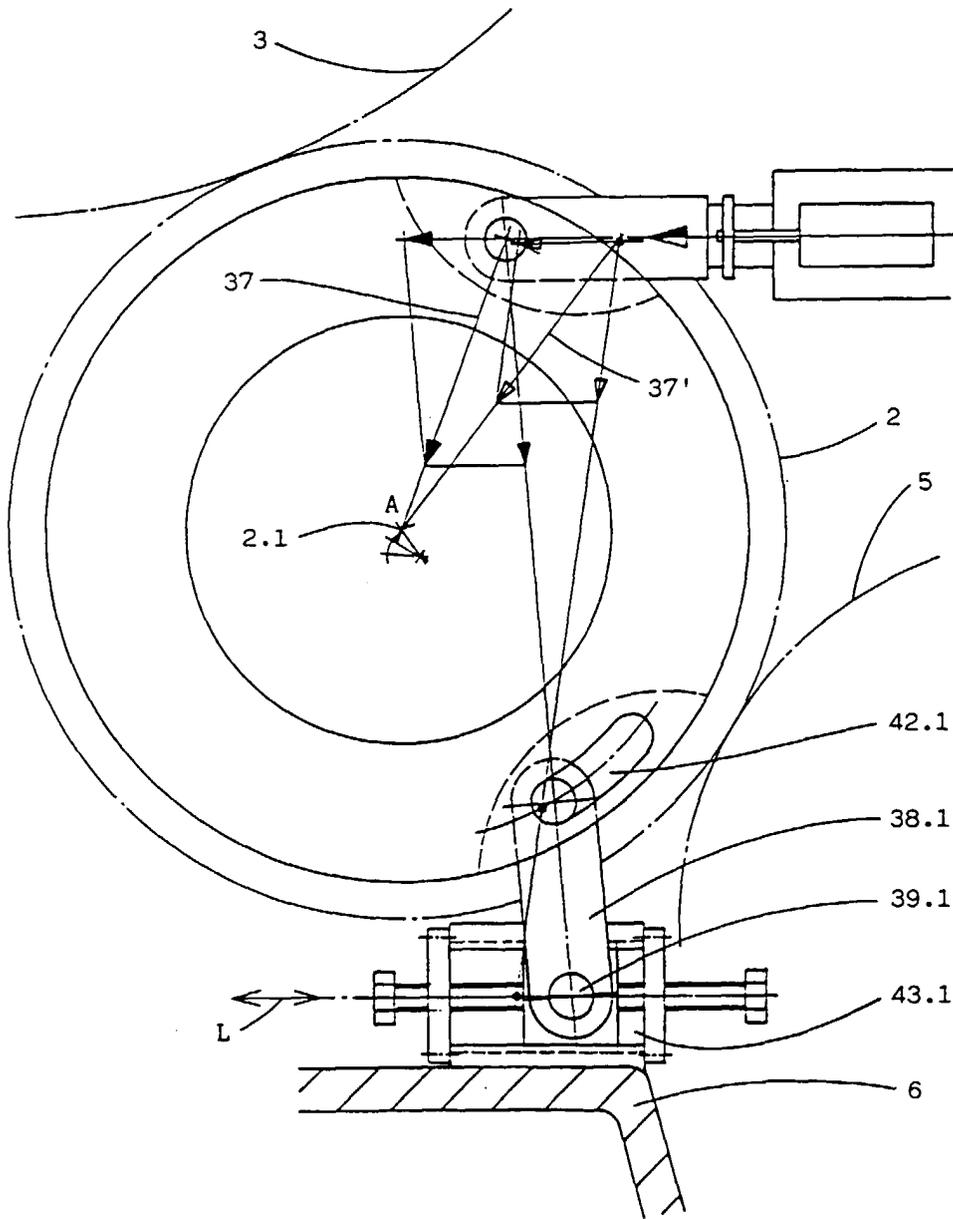


Fig. 8