


 12

EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG


 Anmeldenummer: 85110538.7


 Int. Cl.⁴: F 04 B 7/02


 Anmeldetag: 22.08.85


 Priorität: 25.09.84 DE 3435052
 05.07.85 DE 3524033


 Veröffentlichungstag der Anmeldung:
 02.04.86 Patentblatt 86/14


 Benannte Vertragsstaaten:
 AT CH FR GB IT LI NL


 Anmelder: Friedrich Wilh. Schwing GmbH
 Postfach 247 Heerstrasse 9-27
 D-4690 Herne 2(DE)


 Erfinder: Schwing, Friedrich, Dipl.-Ing.
 Ahrenfelsstrasse 19
 D-4650 Gelsenkirchen(DE)


 Vertreter: Herrmann-Trentepohl, Werner,
 Dipl.-Ing. et al,
 Schaeferstrasse 18
 D-4690 Herne 1(DE)

Zweizylinder-Dickstoffpumpe mit Rohrweiche.


 Bei einer Zweizylinder-Dickstoffpumpe mit einer Rohrweiche, die mit einem Schwenkrohr abwechselnd einen der Pumpenzylinder mit der Förderleitung verbindet und den anderen Pumpenzylinder freigibt, welches über seinen Schwenkweg von einer Kurbelschwinge über eine Schwenkwelle durch einen von einem oder mehreren hydraulischen Zylindern gebildeten Antrieb mit wechselnder Geschwindigkeit bewegt wird, ist erfindungsgemäß vorgesehen, daß in die Bewegungsübertragung vom Abtrieb des Antriebes auf die Kurbelschwinge eine Schwinge eingeschaltet ist, welche zur Änderung der Entfernung des Anschlußelementes der Kurbelschwinge von der Schwenkwellenachse ausgehend von einer Maximalentfernung zu Beginn und am Ende des Schwenkweges auf eine Minimalentfernung auf der Mitte des Schwenkweges dient.

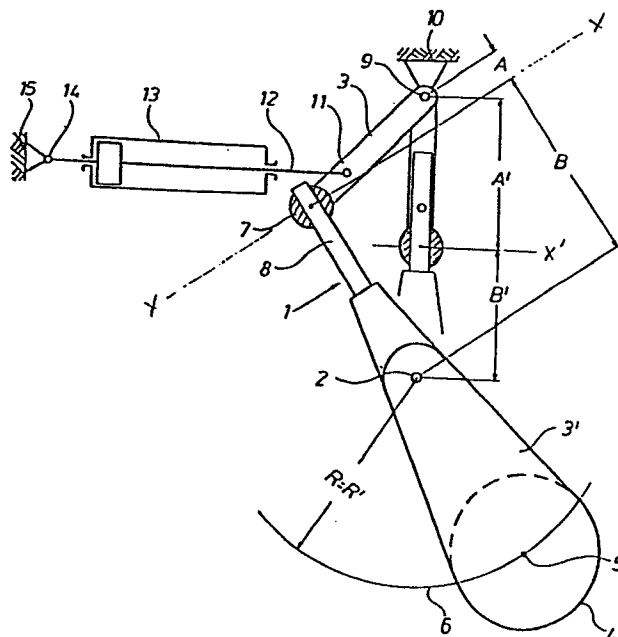


Fig.1

- 5 -
/

Die Erfindung betrifft eine Zweizylinder-Dickstoffpumpe gemäß dem Oberbegriff des Patentanspruches 1. Insbesondere bezieht sich die Erfindung auf derartige Betonpumpen.

05

10

15

20

25

30

Die Arbeitsweise solcher Pumpen besteht darin, mit dem Kolben eines der Pumpenzylinder im Hergang den zu fördernden Dickstoff anzusaugen und dadurch diesen Zylinder meistens aus einem sogenannten Vorfüllbehälter zu füllen, während mit dem Kolben des anderen Pumpenzylinders im Hingang der früher angesaugte Dickstoff in die Förderleitung gedrückt wird. Die Rohrweiche der Pumpe dient dazu, beim Taktwechsel den vorher fördernden Pumpenzylinder von der Förderleitung zu trennen und den mit dem vorher angesaugten Dickstoff gefüllten anderen Pumpenzylinder mit der Förderleitung zu verbinden. Dazu durchmißt das Schwenkrohr der Rohrweiche einen Schwenkweg jeweils in einer von beiden möglichen Richtungen. Die Enden des Schwenkweges sind durch die Ausfluchtung der Schwenkrohröffnung mit dem einen oder dem anderen Pumpenzylinder gegeben. Der Antrieb des Schwenkrohres durch einen oder mehrere Arbeitszylinder über eine Kurbelschwinge ermöglicht die unmittelbare Umsetzung der Hin- und Herbewegung der als Abtrieb dienenden Kolbenstangen der Arbeitszylinder über die hin- und hergehende Schwenkbewegung der Kurbel in die gekrümmte Bahn, welche das mit der Kurbelschwinge verbundene Schwenkrohr bei seiner Schwenkbewegung durchmißt.

- 6 -

Erfindungsgemäß sind die die Kurbelschwinge betätigen-
den Arbeitszylinder vorzugsweise hydraulisch angetrie-
ben und so geschaltet, daß sich in ihnen eine im
wesentlichen gleichmäßige Kolbengeschwindigkeit über
05 den Arbeitshub ergibt. Da die Pumpenzylinder in der
erfindungsgemäßen Dickstoffpumpe vorzugsweise ihrer-
seits mit hydraulischen Antriebszylindern angetrieben
sind, welche normalerweise erst beaufschlagt werden
können, wenn die Rohrweiche ihren Schwenkweg durchmes-
10 sen hat, können die hydraulischen Arbeitszylinder der
Rohrweiche in ein Einkreisssystem der hydraulischen
Anlage eingeschaltet und daher von dem Druckerzeuger
beaufschlagt werden, der auch den hydraulischen An-
trieb der Pumpenzylinder besorgt. Die Erfindung läßt
15 sich aber auch mit Zweikreisssystemen verwirklichen,
welche für den Antrieb des Schwenkrohres einen anderen
Druckerzeuger als für den Antrieb der Pumpe vorsieht.
Dadurch ist es möglich, die Voraussetzungen für die
zeitliche Begrenzung des Umschaltvorganges der Rohr-
20 weiche zu schaffen, welche einerseits den Gleichförmig-
keitsgrad der Dickstoffförderung durch die Förderleitung
und andererseits die Förderleistung bestimmt. Zwar
werden diese Kennwerte von der gesamten Unterbrechung
der Pumpwirkung zwischen den Arbeitstakten der Pumpen-
25 zylinder bestimmt und diese ergibt sich nicht allein
aus der Verschwenkzeit, welche das Schwenkrohr zwi-
schen den Takten benötigt, sondern u.a. auch aus dem
Ausgleich des Fehlvolumens, das durch den volumetri-
schen Saugwirkungsgrad zustande kommt, sowie aus dem Dickstoff-
30 rückfluß aus der Förderleitung, der ebenfalls ausge-
glichen werden muß, jedoch hängt auch der Rückfluß
von der Verschwenkzeit ab.

- 7 -
J

Der Rückfluß des Dickstoffes aus der Förderleitung be-
ruht auf der fehlenden Überdeckung des Schwenkrohres
mit einer der Zylinderöffnungen der Pumpe, nachdem der
Schwenkvorgang eingesetzt hat und die Ausfluchtung
05 des Schwenkrohres mit der Öffnung des fördernden
Pumpenzylinders aufgehoben ist bis zur Ausfluchtung
mit dem Pumpenzylinder, welche durch Ansaugen gefüllt
ist. Dem kann hauptsächlich mit einer Verkürzung der
Verschwenkzeit des Schwenkrohres entgegengewirkt wer-
10 den. Andererseits führen die geometrischen Verhältnisse
des Kurbeltriebes bereits bei relativ geringen Schwenk-
rohrgeschwindigkeiten zu unerwünschten Nebenwirkungen.
Denn die Kurbelschwinge beschleunigt das Schwenkrohr
je nach der Größe des Schwenkwinkels gegen Ende der
15 Schwenkbewegung in beiden Schwenkrichtungen, wenn
die Kolbengeschwindigkeit in dem das Schwenkrohr an-
treibenden Arbeitszylinder über den Schwenkbereich des
Schwenkrohres annähernd konstant gehalten wird. Die
Folge ist ein harter Gang der Rohrweiche verbunden
20 mit erheblichen dynamischen Belastungen ihrer Organe
und der mit diesen zusammenwirkenden Maschinenteile.

Die Erfindung geht aus von einer vorbekannten Zwei-
zylinder-Dickstoffpumpe (DE-OS 32 53 576). Hierbei soll
25 eine elektrohydraulische Schaltung der Pumpenantriebs-
zylinder und der Arbeitszylinder der Rohrweiche dafür
sorgen, daß die zur Druckerzeugung dienende hydrau-
lische Pumpe mit veränderlicher Schluckmenge über
Null in entgegengesetzter Richtung bei synchronem Lauf
30 des über den Hauptkreis oder einen zweiten hydraulischen
Kreis angetriebenen Arbeitszylinders des Schwenkrohres
infolge seiner hydraulischen Kupplung mit den Stell-
zylindern des hydraulischen Druckerzeugers die Zeit

günstig beeinflusst, welche zwischen dem Ende der
Kolbenbewegung im fördernden Pumpenzylinder bis zum
Einsetzen der Pumpbewegung des anderen Pumpzylinders.
während der Schwenkbewegung des Schwenkrohres ver-
streicht. Hierdurch wird also die Fördermenge des
05 hydraulischen Mediums in der ersten Hälfte des Um-
steuervorganges linear auf Null reduziert und in der
zweiten Hälfte des Umsteuervorganges linear auf die
Maximalfördermenge in entgegengesetzter Richtung
10 gesteigert. In den Antriebszylindern der Pumpen-
zylinder entsteht dadurch jedoch zusätzlich zu dem
beschriebenen saugbedingten Fehlvolumen ein weiteres
hydraulisches Fehlvolumen, was die Zeit der Pump-
unterbrechung erheblich verlängert. Im allgemeinen
15 ergeben sich hieraus auch keine nennenswerten Ge-
schwindigkeitsunterschiede der Kolben in den Arbeits-
zylindern des Schwenkrohres und des Schwenkrohres auf
seinem Schwenkweg. Infolgedessen müssen im wesent-
lichen die bei der Bewegung des Schwenkrohres auf-
20 tretenden schädlichen dynamischen Beanspruchungen
weiterhin in Kauf genommen werden.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, bei kurzer
Schwenkzeit der Rohrweiche die Restenergie des
25 Schwenkrohres an den Enden des Schwenkweges im
Interesse der Verminderung der dynamischen Beanspruchun-
gen zu reduzieren und dabei den Rücklauf des Dick-
stoffes aus der Förderleitung zwischen den Enden der
Schwenkrohrbewegung zu vermindern, um derart den
30 Gleichförmigkeitsgrad der Dickstoffförderung durch
die Förderleitung zu verbessern.

Diese Aufgabe löst die Erfindung mit den kennzeichnenden Merkmalen des Anspruches 1. Zweckmäßige Ausführungsformen der Erfindung sind Gegenstand der Unteransprüche.

05

10

15

20

Gemäß der Erfindung wird die Geschwindigkeit der Schwenkbewegung des Schwenkrohres unabhängig von der hydraulischen Beaufschlagung des Arbeitszylinders zwangsweise durch ein schlupfloses Getriebe gehalten, welches mindestens aus der Kurbelschwinge, dem Abtrieb der Arbeitszylinder des Schwenkrohres und mindestens einer weiteren erfindungsgemäßen Schwinge besteht. In diesem Getriebe wird durch die Änderung der Abstandsverhältnisse von A/B über A'/B' in A/B die Geschwindigkeit der Schwenkbewegung kontinuierlich geändert. Gegenüber den bekannten Schwenkrohren hat das Schwenkrohr der erfindungsgemäßen Dickstoffpumpe bei gleicher Gesamtschaltzeit auf der mittleren Erstreckung des Schwenkweges eine vielfach höhere Geschwindigkeit als in den Endlagen, in denen sich die Geschwindigkeit auf einen Bruchteil der mittleren Schwenkrohrgeschwindigkeit reduzieren läßt.

25

30

Die Erfindung hat den Vorteil, daß die Gesamtschaltzeit des Schwenkrohres gegenüber vergleichbaren Schwenkrohren extrem kurz gehalten werden kann. Durch die ungleichförmige Geschwindigkeitsverteilung über den Schwenkweg überfährt die pumpenzylinderseitige Öffnung des Schwenkrohres die für das Zurückströmen des Dickstoffes aus der Förderleitung ungünstige Mittelstellung z.B. etwa doppelt so schnell als gewöhnlich, so daß folglich die aus der Leitung zurückströmende Dickstoffmenge auf ca. 1/4 reduziert wird. Das

beruht auf der quadratischen Abhängigkeit des Weges bzw. der Menge von der Zeit bei konstanter Beschleunigung des Leitungsinhaltes. Andererseits ist es möglich, an den Enden des Schwenkweges die Schwenkgeschwindigkeit auf z.B. $1/3$ der mittleren Geschwindigkeit der Schwenkrohrgeschwindigkeit zu reduzieren. Dadurch ist die Restenergie des Schwenkrohres beim Anschlagen in der Endlage auf ca. $1/9$ reduziert, was zu einer erheblichen Reduzierung der Belastung und des Verschleißes führt. Endlich sind die Kräfte am Schwenkrohr der Geschwindigkeit umgekehrt proportional. Dadurch steigen die Kräfte unter den geschilderten Verhältnissen in den Endlagen auf das Dreifache der mittleren Kräfte an. Das entspricht der Forderung der Praxis nach sicherem Durchschalten des Schwenkrohres, was bei der Betonförderung u.U. das Zerbrechen von Steinen erforderlich macht.

Vorzugsweise wird mit den Merkmalen des Anspruches 2 das Getriebe mit der minimalen Anzahl von Getriebe-
gliedern verwirklicht.

Das Getriebe ermöglicht jedoch auch das Durchfahren erheblicher Schwenkwinkel, was mit den Merkmalen des Anspruches 3 zu erreichen ist.

Es ist auch nicht erforderlich, in dem Getriebe nur schwenkende Glieder zu verwirklichen. Mit den Merkmalen des Anspruches 4 lassen sich Drehbewegungen über beliebige Schwenkwinkel erzielen.

- 11 -
7

Mit den Merkmalen des Anspruches 5 ist es möglich, jeder Richtung der Schwenkbewegung einen eigenen Arbeitszylinder zuzuordnen.

05 Eine Umgehung der Gleitführung der Anschlußelemente nach Anspruch 2 einerseits bzw. bei unterschiedlichsten räumlichen Verhältnissen jeweils anwendbare Bauweisen (Alternativen) ermöglichen die Merkmale der Ansprüche 3, 4, 5.

10

Die Einzelheiten der Erfindung ergeben sich aus ihrer nachfolgenden Beschreibung anhand mehrerer Ausführungsbeispiele, die in den Figuren der Zeichnung wiedergegeben sind;

15

Fig. 1 schematisch, d.h. unter Fortlassung aller für das Verständnis der Erfindung nicht erforderlichen Einzelheiten den Antrieb eines Schwenkrohres in einer Dickstoffpumpe gemäß der Erfindung und in einer ersten Ausführungsform,

20

Fig. 2 in der Fig. 1 entsprechender Darstellung eine geänderte Ausführungsform der Erfindung,

25

Fig. 3 in den Fig. 1 und 2 entsprechender Darstellung eine weiter abgeänderte Ausführungsform der Erfindung,

30

Fig. 4 in den Fig. 1 bis 3 entsprechender Darstellung eine andere Ausführungsart der Erfindung,

- 12 -

- 12 -
8

Fig. 5 in den Fig. 1 bis 4 entsprechender Darstellung unter teilweise Wiedergabe des hydraulischen Arbeitskreises eine andere Ausführungsart der Erfindung und

05

Fig. 6 ein Diagramm, in dem auf der Abszisse Zeit und Schwenkweg sowie auf der Ordinate die Geschwindigkeit der Schwenkbewegung abgetragen sind und in dem die Kennlinien der bekannten und der erfindungsgemäßen Dickstoffpumpen, sowie der mittlere Geschwindigkeitsverlauf angegeben sind.

10

Mit Hilfe einer Kurbelschwinge 1 wird eine Welle angetrieben, deren Schwenkachse bei 2 die Zeichenebene durchstößt. Über einen auf der Schwenkwelle sitzenden Schwenkhebel 3' wird ein Schwenkrohr 4 längs eines bogenförmigen Schwenkweges 5 geschaltet. Eine der Endstellungen ist bei 6 in Fig. 1 dargestellt.

15

20

Die Kurbelschwinge ist über ein Elementenpaar an eine Schwinge 3 angeschlossen. Das Elementenpaar besteht aus einer Buchse 7 und einer in der Buchse geführten Stange 8, welche einteilig mit der Kurbelschwinge ausgebildet ist. Die Schwinge 3 ist als ternäres Getriebeglied ausgebildet und mit einem ein Gelenk bildenden weiteren Elementenpaar, das am gegenüberliegenden Ende der Schwinge 3 angeordnet und mit 9 bezeichnet ist, gestellfest bei 10 angebracht.

25

30

Zwischen den beiden Elementenpaaren 7, 8 bzw. 9 liegt ein drittes Elementenpaar 11, das ebenfalls von einem Gelenk gebildet wird. Dieses Gelenk dient zum Anschluß der Kolbenstange 12 eines hydraulischen Arbeitszylinders

- 13 -

13, welcher über ein Gelenk 14 bei 15 gestellfest angeordnet ist. Die Kolbenstange 12 bildet den Abtrieb des vom Zylinder 13 gebildeten Antriebes, über den die Kurbelschwinge 1 angetrieben wird.

05 Wie aus Fig. 1 ersichtlich ist, ist die Schwinge 3 in die kinematische Kette vom Abtrieb 12 bis zur Kurbelschwinge 1 eingeschaltet. Dabei kann die in ihrer linken Extremstellung wiedergegebene Kurbelschwinge 1 über die abgebrochen dargestellte Mittel-
10 lage hinaus in eine rechte und nicht wiedergegebene Endlage verstellt bzw. aus dieser in die linke Endlage zurückgestellt werden. Infolge der Ausbildung des Elementenpaares 7, 8 verschiebt sich die Stange 8 in der drehbar auf der Schwinge 3 gelagerten Buchse
15 7 kontinuierlich, wenn die Kurbelschwinge 1 den bis zur Endstellung des Schwenkrohres erforderlichen Schwenkweg durchmißt. Mit B ist der wirksame Hebelarm der Kurbelschwinge 1 und mit A der wirksame Hebelarm der Schwinge 3 in den Endstellungen des
20 Schwenkrohres 4 bezeichnet und mit B' ist der wirksame Hebelarm der Kurbelschwinge 1 und mit A' ist der wirksame Hebelarm der Schwinge 3 in der Mittel- lage der Schwenkbewegung bezeichnet. Das Hebelarm- verhältnis A'/B' macht ein Vielfaches, z.B. ein 3-
25 bis 7-Faches des entsprechenden Hebelarmverhältnisses A/B des Getriebes aus. Dadurch wird die Geschwindigkeit der Bewegung des Schwenkrohres 4 über den Schwenkweg 6 beim Hin- und Hergang der Kurbelschwinge 1 kontinuierlich geändert. Aufgrund der wiedergegebenen Geometrie hat das Schwenkrohr 4 in der für
30 das Zurückströmen des Dickstoffes aus der Förderleitung ungünstigen Mittelstellung eine größere

Geschwindigkeit als am Ende der Schwenkbewegung.
Das heißt, die Geschwindigkeit wird an den Enden des
Schwenkweges 6 gegenüber der mittleren Geschwindig-
keit reduziert, wodurch die Belastung und der Ver-
schleiß gemindert werden.

05

Die Ausführungsform nach Fig. 2 ist hinsichtlich der
Anordnung der Kurbelschwinge, des Durchstoßungs-
punktes 2 der geometrischen Achse der Schwenkwelle
und des Schwenkhebels 3' nicht geändert. Die Schwinge 3
10 sitzt jedoch auf einer eigenen Schwenkwelle, deren
geometrische Achse die Zeichenebene bei 16 durchstößt.
Die Welle wird mit Hilfe eines Zahnrades bzw. eines
Zahnsegmentes 17 angetrieben, das sich auf einer
Zahnstange 18 abwälzt. Die Zahnstange 18 verbindet je
15 einen Kolben 19 bzw. 20, denen jeweils ein Arbeits-
zylinder 21, 22 zugeordnet ist. Der Arbeitszylinder 22
bewegt sich längs der stillstehenden Kolbenstange 23
des Kolbens 20, die bei 24 gestellfest angeordnet ist.
Auch die Kolbenstange 25 des Kolbens 19 ist bei 26
20 gestellfest angeordnet, so daß sich der Arbeitszylinder
21 längs der Kolbenstange 25 bewegt. Zum besseren
Verständnis sind auch in Fig. 2 ebenso wie in den nach-
folgenden Darstellungen die wirksamen Hebelarme A der
Schwinge 3 und B der Kurbelschwinge 1 eingetragen. Im
25 Ausführungsbeispiel nach Fig. 2 ist auch die Schwinge 3
als Kurbelschwinge ausgebildet und mit Hilfe einer
lediglich bei 27 bzw. 28 durch einen Strich angedeu-
ten Koppel mit dem Gelenk 29 der Kurbelschwinge 1 ver-
bunden.

30

Die Ausführungsform nach Fig. 3 unterscheidet sich von
der Ausführungsart nach Fig. 2 vor allem durch die orts-

- 15 -
//

05 feste Anordnung eines doppelten Arbeitszylinders 30, welcher bei 31 gestellfest angeordnet ist. Zwischen den beiden Kolben 32, 33 erstreckt sich als Verbindung eine Zahnstange 34, die über ein Zahnsegment 35 die als Kurbelschwinge ausgebildete Schwinge 3 antreibt, wobei die Koppel bei 36 wiedergegeben ist.

10 In der Ausführungsform der Fig. 4 ist die Kurbelschwinge 1 ihrerseits über eine bei 37 bzw. 38 dargestellte Koppel an die Schwinge 3 angeschlossen. Die Schwinge 3 ist als dreieckförmiger Umlenkhebel ausgebildet. Das Anschlußgelenk 39 der Koppel 37 bzw. 38 liegt im Scheitel des Dreiecks. Je ein weiteres Anschlußgelenk 40 bzw. 41 dient zum Anschluß von Gelenkhebeln 42, 43, die ihrerseits mit einem gekrümmten Gelenkhebel 44 verbunden sind und von denen der Hebel 15 43 gestellfest angeordnet ist. Im Anschlußgelenk 45 der Gelenkhebel 42 und 44 liegt der Anschluß der als Abtrieb wirkenden Kolbenstange 12 des hydraulischen Arbeitszylinders 13, der den Antrieb des Schwenkrohres 20 4 über den Schwenkweg 6 bildet.

In der Ausführungsform der Fig. 5 werden für den Antrieb des Schwenkrohres 4 über den Schwenkweg 6 zwei 25 hydraulische Antriebszylinder 45, 46 benutzt, die mit ihren Kolbenstangen 46', 47 an die jeweiligen freien Enden der als binäre Glieder ausgebildeten Schwenkhebel 3 angeschlossen sind. Die Schwenkhebel 3 sind ihrerseits über ihre anderen Elementenpaare (Gelenk) 48, 49 bei 50 und 51 gestellfest angeordnet. 30 Die Verbindung der Gelenkhebel 3 mit der Kurbelschwinge 1 erfolgt über Koppeln 52, 53, die zusammen mit den binären Schwingen 3 ein Kniegelenk ergeben.

- 16 -

Die Steuerung der Arbeitszylinder 45, 46 erfolgt über ein 2/4-Wegeventil 54, wie sich aus der teilweisen Darstellung des hydraulischen Arbeitskreises ergibt. Dabei sind die beiden hydraulischen Antriebszylinder 45, 46 über Steuerleitungen 80 miteinander verbunden, daß z.B. bei Zuleitung des Drucköls P zum hydraulischen Antriebszylinder 45 der andere hydraulische Antriebszylinder 46 über die frei miteinander verbundenen Leitungen a, c und d kolbenstangenseitig beaufschlagt wird und bis zur Mittellage der Schwenkbewegung den Antrieb der Kurbelschwinge besorgt, worauf eine Umschaltung, d.h. Sperrung der Leitungsverbindung c-d und Öffnung der Leitungsverbindung d-c' erfolgt und von der Mittellage bis zur zweiten Endlage der nunmehr kolbenseitig beaufschlagte hydraulische Arbeitszylinder 45 den Antrieb der Kurbelschwinge besorgt. Bei entgegengesetzter Schwenkbewegung kehren sich die zuvor beschriebenen Steuervorgänge sinngemäß um.

P a t e n t a n s p r ü c h e

1. Zweizylinder-Dickstoffpumpe mit einer Rohrweiche,
die mit einem Schwenkrohr abwechselnd einen der
Pumpenzylinder mit der Förderleitung verbindet und
den anderen Pumpenzylinder freigibt, welches über
05 seinen Schwenkweg von einer Kurbelschwinge über
eine Schwenkwelle durch einen von einem oder mehre-
ren hydraulischen Zylindern gebildeten Abtrieb mit
wechselnder Geschwindigkeit bewegt wird,
d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t,
10 daß in die Bewegungsübertragung vom Abtrieb (12;
17-18; 34, 35; 46, 47) auf die Kurbelschwinge (1)
mindestens eine Schwinge (3) eingeschaltet ist,
welche zur Änderung der Entfernung des Anschluß-
elementes (7, 8) der Kurbelschwinge (1) von der
15 Schwenkwellenachse (2) ausgehend von einer Maximal-
entfernung zu Beginn und am Ende des Schwenkweges
(6) in eine Minimalentfernung auf der Mitte des
Schwenkweges (6) dient.
- 20 2. Zweizylinder-Dickstoffpumpe nach Anspruch 1,
d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t,
daß die Schwinge (3) zwischen Abtrieb des Antriebes und
Kurbelschwinge so angeordnet ist, daß das Verhältnis
25 des momentenwirksamen, zur Kraftübertragungsrichtung (x)
des Anschlußelementes (7, 8) lotrechten Abstandes (A')
-es Schwenkpunktes (9) der Schwinge (3) zum momentenwirk-
samen, zur Kraftübertragungsrichtung (x) des Anschluß-
elementes (7, 8) lotrechten Abstand (B') der Schwenk-
30 achse (2) der Kurbelschwinge (1) in der Mittellage der
Schwenkbewegung ein Vielfaches des entsprechenden Ab-
standsverhältnisses (A/B) in den Endlagen der Schwenk-
bewegung beträgt.

- 3 -
2

- 05 3. Zweizylinder-Dickstoffpumpe nach einem der Ansprüche
1 oder 2 , d a d u r c h g e k e n n z e i c h -
n e t , daß die Schwinge (3) bei (10) gestellfest
um (9) schwenkbar angeordnet und an ihr der Abtrieb
(12) des Antriebes (13) bei (11) angelenkt ist,
und daß das Anschlußelement aus einer drehbaren
Buchse (7) besteht, in der das als Stange (8)
ausgebildete Ende der Kurbelschwinge (1) geführt
ist.
- 10 4. Zweizylinder-Dickstoffpumpe nach einem der Ansprüche
1 oder 2 , d a d u r c h g e k e n n z e i c h -
n e t , daß die Schwinge (3) als dreieckförmiger
Umlenkhebel ausgebildet ist, der über eine form-
15 steife Koppel (37, 38) mit dem Anschlußelement der
Kurbelschwinge (1) verbunden ist.
- 20 5. Zweizylinder-Dickstoffpumpe nach einem der Ansprüche
1 oder 2 , d a d u r c h g e k e n n z e i c h -
n e t , daß die Schwinge (3) als Kurbel auf einer
Welle (16) ausgebildet ist, wobei die Welle über
einen den Abtrieb bildenden Zahnstangentrieb
(17, 18; 34, 35) angetrieben ist und die als
25 Kurbel ausgebildete Schwinge (3) über eine form-
steife Koppel (27, 36) mit dem Anschlußelement der
Kurbelschwinge verbunden ist.
- 30 6. Zweizylinder-Dickstoffpumpe nach einem der Ansprüche
1 oder 2 , d a d u r c h g e k e n n z e i c h -
n e t , daß die Kurbelschwinge (1) in beiden Schwenk-
richtungen über eine Koppel (52, 53) mit jeweils
einer Schwinge (3) verbunden ist, wobei jeder

- 4 -

-X-
J

Schwinge (3) ein hydraulischer Antriebszylinder zugeordnet ist und beide hydraulischen Antriebszylinder über Steuerleitungen so verbunden sind, daß z.B. bei Zuleitung des Drucköles (P) zu einem hydraulischen Arbeitszylinder (45) der andere hydraulische Antriebszylinder (46) über die frei miteinander verbundenen Leitungen (a, c und d) kolbenstangenseitig beaufschlagt wird und bis zur Mittellage der Schwenkbewegungen den Antrieb der Kurbelschwinge besorgt, worauf eine Umschaltung, d.h. Sperrung der Leitungsverbindung (c-d) und Öffnung der Leitungsverbindung (d-c') erfolgt und von der Mittellage bis zur zweiten Endlage der erste kolbenseitig beaufschlagte hydraulische Antriebszylinder (45) den Antrieb der Kurbelschwinge (1) besorgt, und daß diese Steuervorgänge sich bei der entgegengesetzten Schwenkbewegung sinngemäß umkehren.

~~17~~
1/6

0175929

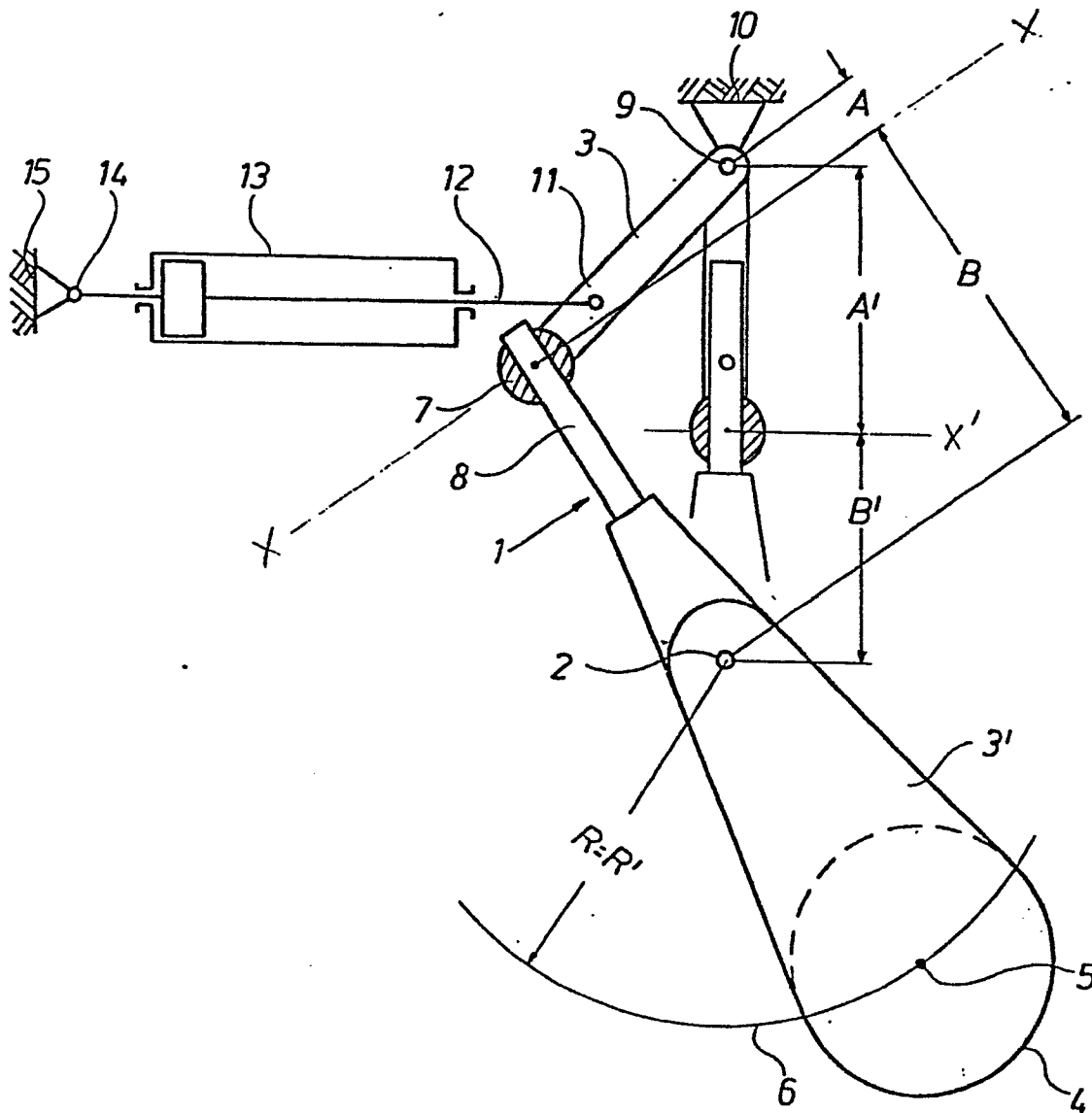


Fig.1



3/6

0175929

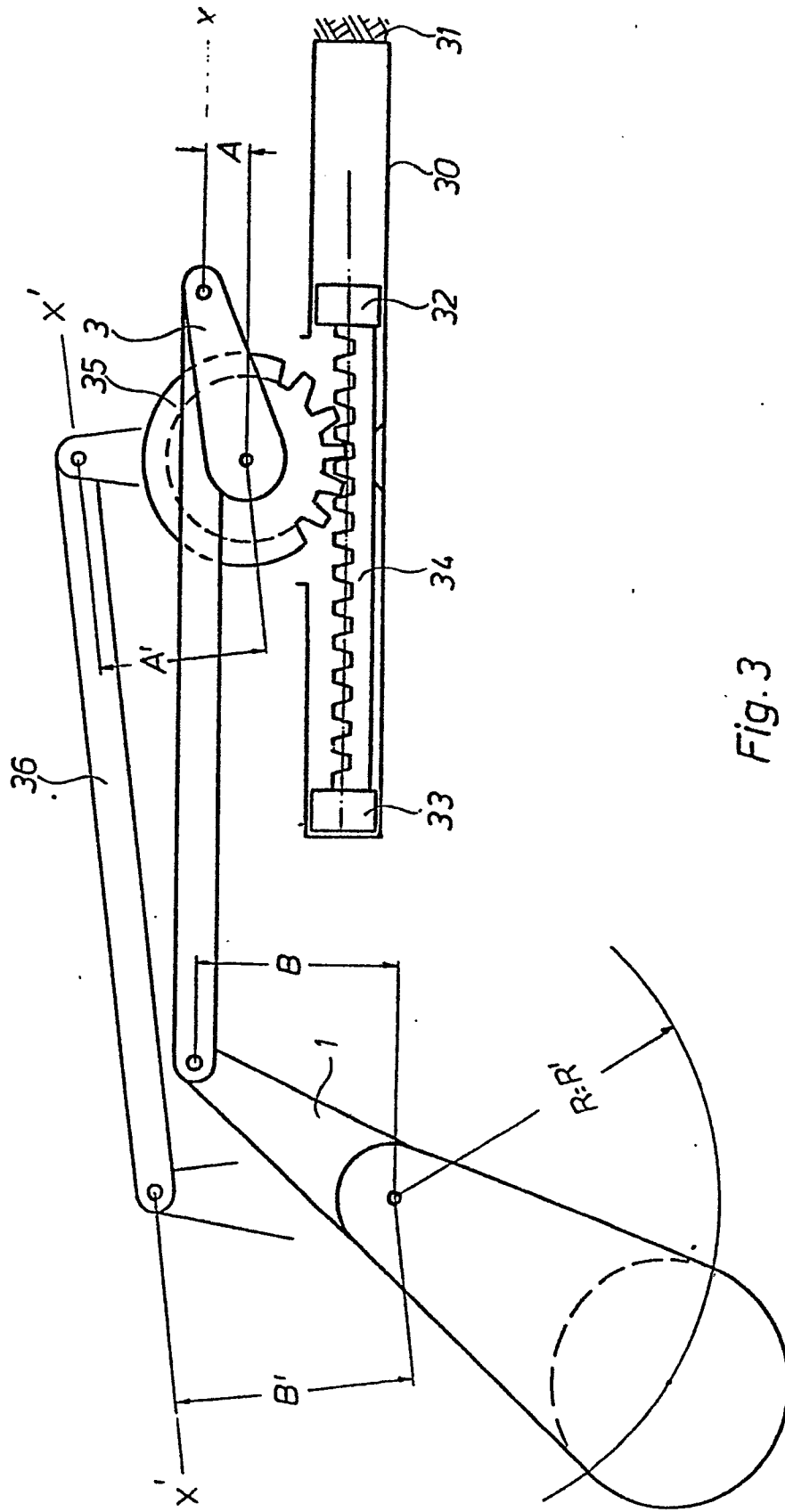


Fig. 3

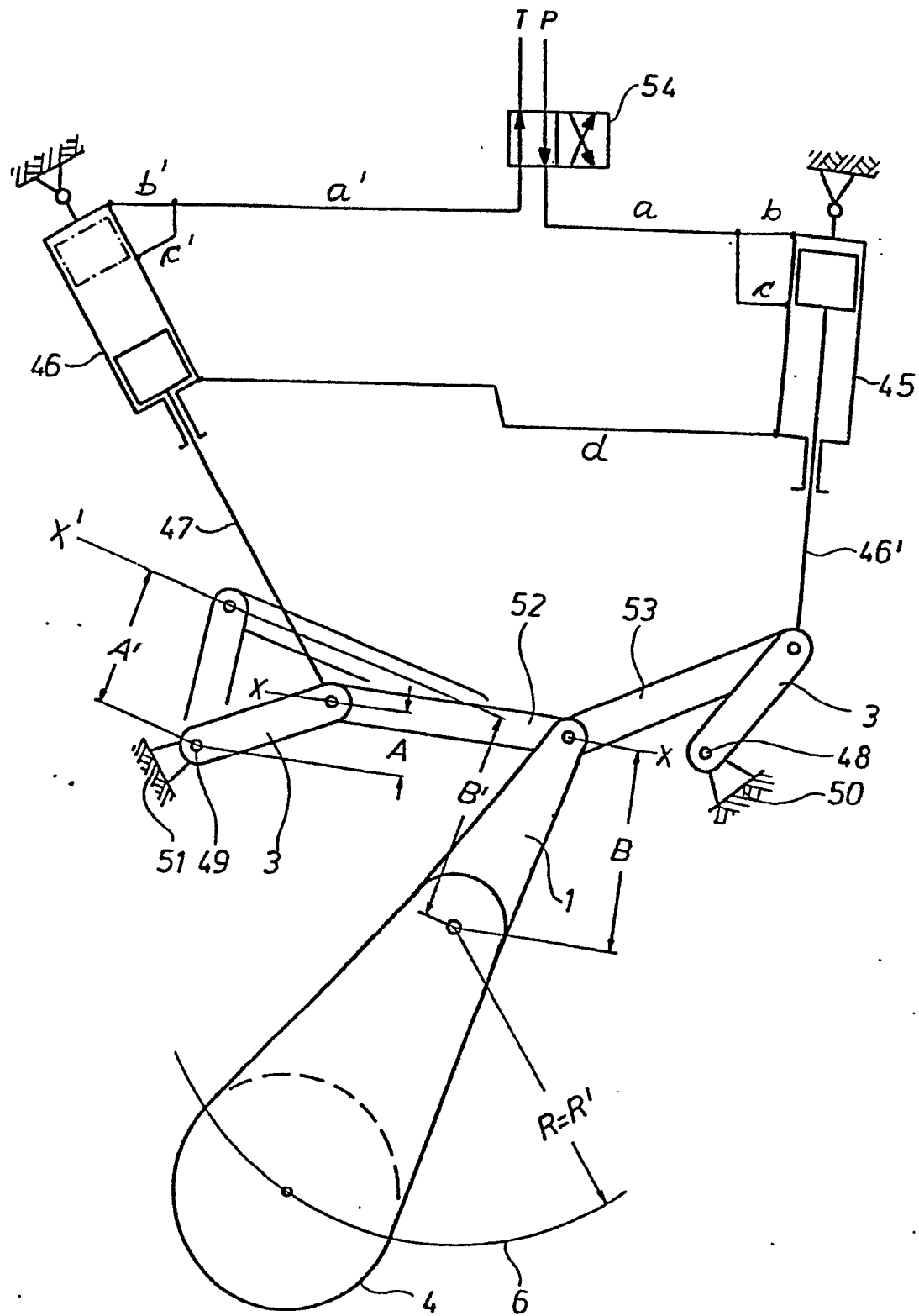


Fig. 5

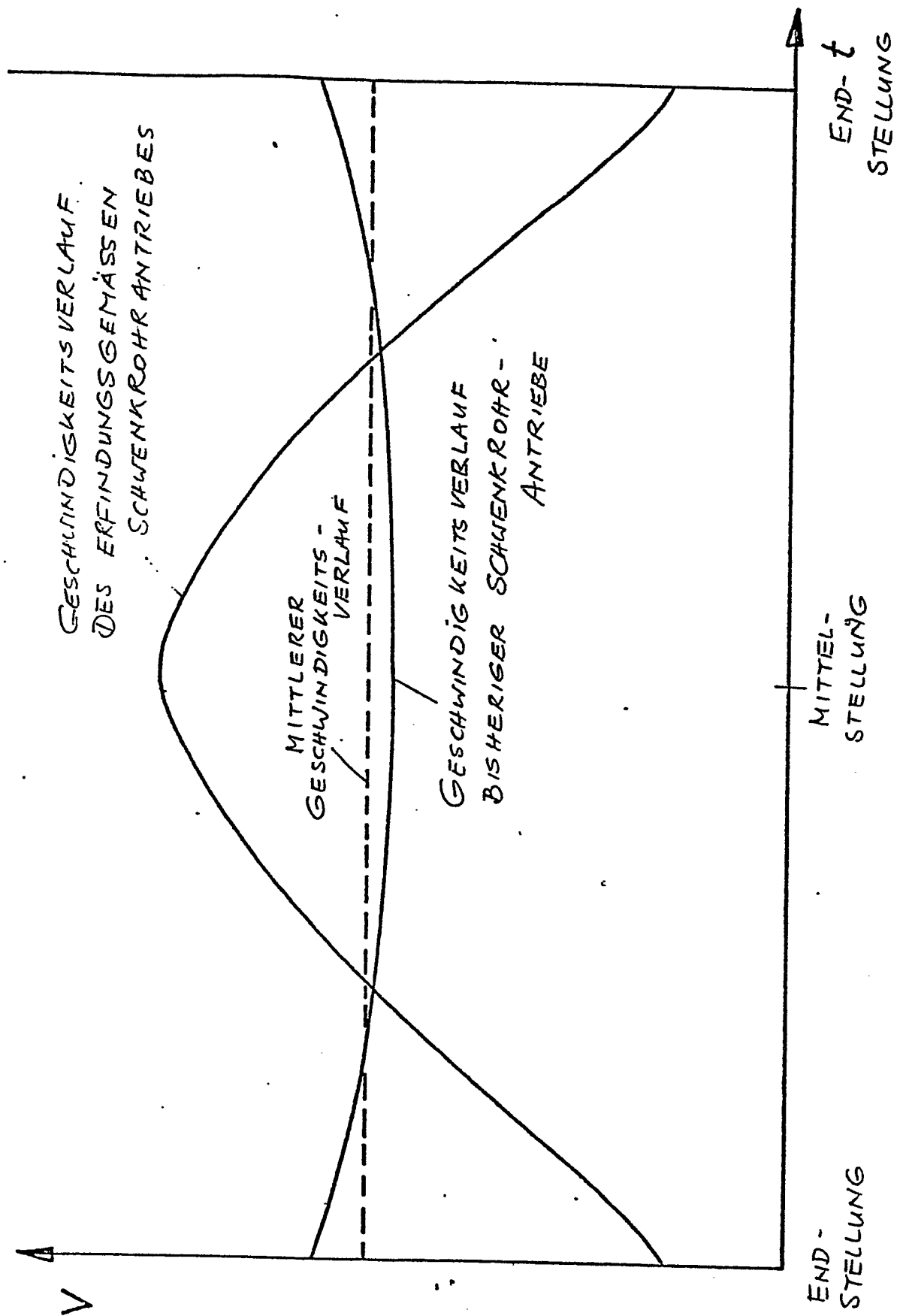


Fig. 6