



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets

(11) Veröffentlichungsnummer : **0 006 402 B1**

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag der Patentschrift :
02.12.81

(51) Int. Cl.³ : **B 41 F 21/05, B 65 H 5/14**

(21) Anmeldenummer : **78100234.0**

(22) Anmeldetag : **26.06.78**

(54) **Kurventriebsfreier Antrieb eines schwingenden Vorgreiflers.**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung :
09.01.80 (Patentblatt 80/01)

(45) Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung : **02.12.81 Patentblatt 81/48**

(84) Benannte Vertragsstaaten :
DE FR GB

(56) Entgegenhaltungen :
DE - C - 687 856
FR - A - 2 147 616

(73) Patentinhaber : **HEIDELBERGER DRUCKMASCHINEN AKTIENGESELLSCHAFT**
Alte Eppelheimer Strasse 15-21
D-6900 Heidelberg (DE)

(72) Erfinder : **Thünker, Norbert, Dr.**
Schillerstrasse 6a
D-6945 Grosssachsen (DE)

(74) Vertreter : **Stoltenberg, Baldo H.H.**
Alte Eppelheimer Strasse 15-21
D-6900 Heidelberg (DE)

EP 0 006 402 B1

Anmerkung : Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents im Europäischen Patentblatt 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).

Kurventriebsfreien Antrieb eines schwingenden Vorgreifers

Die Erfindung betrifft einen kurventriebsfreien Antrieb eines schwingenden Vorgreifers für Bogenrotationsdruckmaschinen, dessen Antriebselemente ausschließlich durch Drehgelenke verbunden sind.

Der Zweck der Erfindung besteht darin, mit der Vorgreifereinrichtung den auf dem Anlegetisch ausgerichteten Bogen passergerecht zu erfassen und ihn nach kurzer Zeit dem Greifersatz des Druckzylinders zu übergeben, wobei insbesondere die Geschwindigkeitszustände des Vorgreifers in seinen beiden wichtigen Greiferstellungen, in der Bogenübernahme mit $v = 0$ und in der Bogenübergabe mit $v = \text{Druckzylindergeschwindigkeit}$, exakt eingehalten werden sollen.

Als Stand der Technik sind ausschließlich schwingende Vorgreifer bekannt (z.B. DE-C-687 856), die entweder kurventriebsfrei mittels Gelenkgetrieben angetrieben werden, wobei diese jedoch kein Ausheben beim Zurückschwingen ermöglichen oder Schwinggreifer, die wohl eine Aushebebewegung beim Zurückschwingen durchführen, in diesem Falle aber nur durch Kurvensteuerungen oder durch kurvengesteuerte Koppelgetriebe (z.B. FR-A- 2 147 616) angetrieben werden.

So ist beispielsweise auch in dem deutschen Gebrauchsmuster 71 31 281 ein kurventriebsfreier, durch eine Kurbelschwinge angetriebener, schwingender Vorgreifer beschrieben. Da dieser jedoch keine Aushebebewegung beim Zurückschwingen zur Bogenübernahmestellung beim Anlegetisch zuläßt und außerdem die Zeitspanne zwischen der Bogenübergabe an den Druckzylinder und dem Zurückschwenken des Greifers sehr kurz ist, erfordert diese Einrichtung einen extrem breiten Kanal von ca. 200° im Druckzylinder, wodurch wiederum die Länge des maximal zu verarbeitenden Formates stark eingeschränkt wird. Davon abgesehen, sind bei dieser Vorgreifereinrichtung durch einen geringen Übertragungswinkel schlechte Übertragungsverhältnisse gegeben.

Bei dem in der deutschen Patentschrift 22 20 343 offenbarten Antrieb eines schwingenden Vorgreifers ist als wesentlicher Nachteil anzuführen, daß diese Vorrichtung mit Kraftschlüssig zusammenwirkenden Antriebsteilen versehen ist und zusätzlich eine Kurvensteuerung aufweist, da während des Betriebes ein Hebelarm über eine Kurvensteuerung mittels einer Feder ständig gegen eine Rolle angepreßt wird. Dadurch steigt der Bauaufwand zwangsweise erheblich an. Außerdem werden die an dem Kraftschluß beteiligten Bauelemente durch die infolge der hohen Winkelgeschwindigkeiten und Beschleunigungen des Vorgreifers hervorgerufenen großen Massenkräfte zwangsweise sehr stark belastet.

Des weiteren ist eine Druckmaschine mit der Typenbezeichnung « Roland Favorit » der Druckmaschinenfabrik Faber & Schleicher, Offenbach

mit einem kurvengesteuerten aushebenden Schwinggreifer ausgerüstet, der während des Zurückschwingens in die Bogenübernahmestellung zwar eine Aushebebewegung durchführt, dessen Antrieb jedoch gleichfalls sehr aufwendig über eine Kurvensteuerung erfolgt, die verfahrensmäßig die bereits zuvor genannten Schwierigkeiten birgt. Bei der erforderlichen starken Verzögerung des Vorgreifers von einer hohen Geschwindigkeit auf die Übernahmegeschwindigkeit $v = 0$ müssen auch starke Federn vorgesehen werden, um ein Abheben der Rolle vom Kurvenglied auszuschließen und somit einen einwandfreien Kraftschluß zu gewährleisten. Außerdem ist die Herstellung der hierbei angewandten Kurvenscheiben äußerst aufwendig und kostspielig.

Demgemäß besteht die Aufgabe der Erfindung darin, einen schwingenden Vorgreifer für einen kurzen Zylinderkanal zur Ausschöpfung eines großen Formatbereiches zu entwickeln, der einerseits kurventriebsfrei angetrieben wird und somit die geschilderten Nachteile der relativ teuren Kurventriebe ausschließt und bei dem andererseits das Zurückschwingen in seine Bogenübernahmestellung in einer gegenüber der Druckzylinderoberfläche entfernter liegenden Bahn erfolgt, wodurch u.a. hohe Maschinengeschwindigkeiten erzielt werden sollen. Dabei soll insbesondere auf gute Übertragungsverhältnisse, d.h. Übertragungswinkel an den Antriebsgliedern geachtet und der erforderliche Platzbedarf minimal gehalten werden.

Nach der Erfindung wird dieses Problem dadurch gelöst, daß der Antrieb als achtgliedriges Koppelgetriebe ausgebildet ist, wobei an einer ersten ortsfesten Achse eine rotierende Antriebskurbel angeordnet ist, die über ein Koppelglied eine doppelarmige Koppel antreibt, welche an der Verbindungsstelle ihrer beiden Arme an eine zweite ortsfeste Achse schwenkbar gelagert ist, daß weiterhin die Abtriebsseite der besagten doppelarmigen Koppel über eine zwischengeschaltete Koppel eine weitere doppelarmige Koppel antreibt, die mit ihrem an der Verbindungsstelle ihrer beiden Arme liegenden Anlenkpunkt mittels einer weiteren umlaufenden Antriebskurbel konzentrisch um eine dritte ortsfeste Achse herumgeführt ist und an ihrem freien Arm den Vorgreifer trägt, und daß die erste Antriebskurbel, welche die Schwenkbewegung des Vorgreifers steuert und die zweite Antriebskurbel, welche die Steuerung der Aushebebewegung übernimmt, beide mit gleicher Winkelgeschwindigkeit um ihre verschiedenen Drehachsen ständig rotieren.

Bei einem Antrieb der obengenannten Art kann der Kanal des Druckzylinders extrem kurz gehalten und somit die zur Bogenauflage zur Verfügung stehende Umfangsfläche entsprechend vergrößert werden, so daß das Verarbeiten größerer Formate bei gleichem Druckzylinderdurch-

messer ermöglicht wird. Außerdem können durch günstige Übertragungsverhältnisse hohe Maschinendrehzahlen gefahren werden.

Zur Bildung der beiden umlaufenden Antriebskurbeln sind zwei miteinander kämmende Zahnräder vorgesehen, deren Drehachsen mit der ersten und dritten ortsfesten Achse identisch sind und von denen das der ersten ortsfesten Achse zugeordnete Zahnrad gleichachsig zum Druckzylinder ist und dessen Antriebszahnrad bildet, wobei der Anlenkpunkt des Koppelgliedes in einem der Länge der Antriebskurbel entsprechenden radialen Abstand von der Zahnrad-drehachse an diesem Zahnrad und der Anlenkpunkt der doppelarmigen Koppel in entsprechender Weise am zweiten Zahnrad vorgesehen ist. Eine derartige Anordnung ist einfach und kostengünstig herzustellen und dynamisch gut zu beherrschen, weshalb auch bei hohen Maschinendrehzahlen und kürzesten Zeitintervallen der Bogenübergabe an den Druckzylinder die exakte Einhaltung der gewünschten Geschwindigkeitszustände des Vorgreifers während der Bogenübernahme am Anlegetisch und Bogenübergabe am Druckzylinder gewährleistet ist. Ein absolut genauer Passer beim Bogentransport vom Anlegetisch zum Druckzylinder ist die Folge.

Die Erfindung wird nachfolgend anhand des in der Zeichnung dargestellten Ausführungsbeispiels näher erläutert.

Es zeigt:

Fig. 1 eine schematische Seitenansicht des Vorgreiferantriebes in der Bogenübernahmestellung am Anlegetisch und

Fig. 2 die gleiche Ansicht wie in Figur 1, jedoch in der Bogenübergabestellung des Vorgreifers an den Druckzylinder.

Wie in den Figuren 1 und 2 dargestellt, ist im Maschinengestell 1 auf der Achse 2 zentrisch zur Achse des Druckzylinders und mit der Achse 2 fest verbunden ein erstes Zahnrad 3 drehbar gelagert. Dieses Zahnrad 3 kann identisch sein mit dem Antriebsrad des Druckzylinders. Im Zahnrad 3 ist außermittig im Anlenkpunkt 4 ein Koppelglied 5 angelenkt, welches über einen Gelenkpunkt 6 Verbindungsglied zu einer auf der Achse 8 gelagerten Koppel 7 ist. Die auf der Achse 8 gelagerte Koppel 7 ist als doppelarmiger Schwenkhebel ausgebildet. Die Kurbelschwinge 2, 4, 6, 8 wird durch den Anlenkpunkt 4 angetrieben, der bei Drehung des Zahnrades 3 eine Kreisbahn 9 durchläuft, wobei deren Radius die Antriebskurbel 10 für die Schwenkbewegung des Vorgreifers 16 ist.

Am freien Ende der Koppel 7 ist im Gelenkpunkt 11 eine Koppel 12 angelenkt, die über einen Gelenkpunkt 13 die Schwenkbewegung der Koppel 7 auf einen Vorgreiferhebel 14 überträgt. Mit dem Vorgreiferhebel 14 ist eine Koppel, der Vorgreiferträger 15, fest verbunden. Am freien Ende des Vorgreiferträgers 15 sind die Vorgreifer 16 angeordnet. Der Vorgreiferträger 15 ist exzentrisch im Anlenkpunkt 30 eines zweiten Zahnrades 17 drehbar gelagert. Das auf der Achse 18 gelagerte Zahnrad 17 steht mit dem ersten

Zahnrad 3 im Eingriff und dreht sich mit derselben Winkelgeschwindigkeit wie dieses.

Die Wirkungsweise der vorbeschriebenen Erfindung ist nachfolgend näher erläutert:

5 Ein auf einem Bogenanlegetisch 19 aufliegender Bogen 20 wird in der in Figur 1 gezeigten Bogenübernahmestellung 21 von dem Vorgreifer 16 erfaßt. Dabei hat die Greiferauflage des Vorgreifers 16 exakt die Geschwindigkeit $v = 0$.
10 Durch die Rotationsbewegung des ersten Zahnrades 3 wird nun über die Antriebskurbel 10 dem Koppelgetriebe 2, 4, 6, 8, 11, 13, 18, 30 eine derartige Bewegung erteilt, daß der Vorgreiferträger 15 verschwenkt wird und bereits nach kurzer
15 Zeit in der Bogenübergabestellung 23 die für die Bogenübergabe an den Druckzylinder erforderliche Geschwindigkeit, nämlich genau dessen Zylinderumfangsgeschwindigkeit, erreicht (Figur 2).

20 Dabei wird durch die Bewegung des Anlenkpunktes 30 des Vorgreiferträgers 15 auf einer Kreisbahn 24 um die Achse 18, die gleichzeitig Lagerpunkt des zweiten Zahnrades 17 ist, und durch die Bewegung des Gelenkpunktes 13 des Vorgreiferhebels 14 dem Vorgreifer 16 die erforderliche Schwingbewegung erteilt. Der Radius der Kreisbahn 24 gilt dabei als Antriebskurbel 25 für die Aushebewegung des Vorgreifers 16.

30 Nach der Bogenübergabe an den Druckzylinder schwingt der Vorgreiferträger 15 solange weiter, bis die Greiferauflage des Vorgreifers 16 den Umkehrpunkt 26 erreicht hat.

35 Während dieses Weiterschwingens des Vorgreiferträgers 15 wird durch die Führung des Anlenkpunktes 30 auf der Kreisbahn 24 eine Aushebewegung des Vorgreifers 16 bis zu einer maximalen Aushebung 27 eingeleitet, so daß dann die Greiferauflage des Vorgreifers 16 auf einer gegenüber der Oberfläche des Druckzylinders höher liegenden Bahn in die Bogenübernahmestellung 21 zurückgeschwenkt wird und die Bogenzuführungsbahn 28 erst sehr spät
40 berührt, wodurch eine Verarbeitung von sehr großen Formaten — bezogen auf den Druckzylinderumfang — möglich ist.

45 In den Figuren 1 und 2 ist die durch den Bewegungsablauf der Greiferauflage des Vorgreifers 16 während einer Umdrehung des Druckzylinders bzw. der Vorgreifertrommel durchzufahrende Kurvenbahn 29 gestrichelt dargestellt. Das Maß der größten Aushebung 27 der Greiferauflage von der Bogenzuführungsbahn 28 entspricht dabei dem Durchmesser der
50 Kreisbahn 24, die der Anlenkpunkt 30 während einer Umdrehung des zweiten Zahnrades 17 beschreibt.

55 Es versteht sich von selbst, daß Abweichungen hinsichtlich der Getriebeanordnung von der in den Figuren dargestellten und in der Beschreibung als Beispiel niedergelegten Ausführungsform der Erfindung denkbar sind, die in deren abgesteckten Rahmen liegen. So ist es beispielsweise durchaus möglich, die Achse 2 für die Antriebskurbel 10 unter Berücksichtigung einer
60 maßstäblichen Veränderung der Kurbel-

schwinde 2, 4, 6, 8 entsprechend der sich ver-
ändernden Gestelllänge beliebig an einer anderen
Stelle, also nicht am Druckzylinder, anzuordnen.

Ansprüche

1. Kurventriebsfreier Antrieb eines schwingenden Vorgreifers (16) für Bogenrotationsdruckmaschinen, dessen Antriebselemente ausschließlich durch Drehgelenke verbunden sind, dadurch gekennzeichnet, daß der Antrieb als achtegliedriges Koppelgetriebe (2, 4, 6, 8, 11, 13, 18, 30) ausgebildet ist, wobei an einer ersten ortsfesten Achse (2) eine rotierende Antriebskurbel (10) angeordnet ist, die über ein Koppelglied (5) eine doppelarmige Koppel (7) antreibt, welche an der Verbindungsstelle ihrer beiden Arme um eine zweite ortsfeste Achse (8) schwenkbar gelagert ist, daß weiterhin die Abtriebsseite der besagten doppelarmigen Koppel (7) über eine zwischengeschaltete Koppel (12) eine weitere doppelarmige Koppel (14, 15) antreibt, die mit ihrem an der Verbindungsstelle ihrer beiden Arme liegenden Anlenkpunkt (30) mittels einer weiteren umlaufenden Antriebskurbel (25) konzentrisch um eine dritte ortsfeste Achse (18) herumgeführt ist und an ihrem freien Arm (15) den Vorgreifer (16) trägt, und daß die erste Antriebskurbel (10), welche die Schwenkbewegung des Vorgreifers (16) steuert und die zweite Antriebskurbel (25), welche die Steuerung der Aushebewegung übernimmt, beide mit gleicher Winkelgeschwindigkeit um ihre verschiedenen Drehachsen ständig rotieren.

2. Kurventriebsfreier Antrieb nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß zur Bildung der beiden umlaufenden Antriebskurbeln (10, 25) zwei miteinander kämmende Zahnräder (3, 17) vorgesehen sind, deren Drehachsen mit der ersten und dritten ortsfesten Achse (2, 18) identisch sind und von denen das der ersten ortsfesten Achse (2) zugeordnete Zahnrad (3) gleichachsig zum Druckzylinder ist und dessen Antriebszahnrad bildet, wobei der Anlenkpunkt (4) des Koppelgliedes (5) in einem der Länge der Antriebskurbel (10) entsprechenden radialen Abstand von der Zahnradrehachse am Zahnrad (3) und der Anlenkpunkt (30) der doppelarmigen Koppel (14, 15) in entsprechender Weise am Zahnrad (17) vorgesehen ist.

Claims

1. A cam-free driving system for the rocking lead edge gripper (16) of a sheet fed rotary printing press, whose driving parts are in all cases joined together by turning joints, characterized in that the driving system is made up of an eight-part linkage (2, 4, 6, 8, 11, 13, 18, 30) in which on a first turnpin (2) with a fixed axis a turning driving crank (10) is placed for driving, by way of a link (5) one arm of a lever (7), which is turningly supported by a second turnpin (8) with a fixed axis,

and furthermore the output end of the other arm of the lever (7) is designed for driving, by way of an inbetween link (12), a further lever (14, 15) whose turnpin (30) is turned by a further turning crank (25) round a third turnpin (18) with a fixed axis, the second lever supporting on its other arm (15) the lead edge gripper (16), and the first driving crank (10), controlling the rocking motion of the lead edge gripper (16), and the second driving crank (25), controlling lifting motion of the gripper, are turned at the same speed smoothly about their two axes.

2. A cam-free driving system as claimed in claim 1, characterized in that for forming the two turning driving cranks (10, 25) two gearwheels (3, 17), meshing with each other are used, whose axes of turning are at the first and third fixed axes (2, 18) and of which the gearwheel (3), turning about the first fixed axis (2) is on the same axis as the impression cylinder, it forming the driving gearwheel of such cylinder, while the turning point (4) of the link (5) is at a radial distance, in line with the length of the driving crank (10), from the axis of gearwheel (3), and the turning point (30) of the lever (14, 15) is positioned in the desired position on gearwheel (17).

Revendications

1. Entraînement sans came d'un balancier (16) de machine d'impression rotative de feuilles, dont les éléments de commande sont reliés uniquement par des articulations, et caractérisé en ce que l'entraînement est réalisé sous forme d'une transmission d'accouplement à huit éléments (2, 4, 6, 8, 11, 13, 18, 30), un premier axe stationnaire (2) portant une manivelle rotative de commande (10), qui, par l'intermédiaire d'un élément d'accouplement (5), entraîne une bielle à deux bras (7), dont le point de jonction des deux bras est monté en pivotement sur un second axe stationnaire (8); le côté mené de ladite bielle à deux bras (7) entraîne, par l'intermédiaire d'une bielle (12) interposée, une seconde bielle à deux bras (14, 15), dont une seconde manivelle rotative de commande (25) fait tourner concentriquement le point d'articulation (30), situé au point de jonction des deux bras, autour d'un troisième axe stationnaire (18), et dont le bras libre (15) porte le balancier (16); et la première manivelle de commande (10), qui commande le mouvement de pivotement du balancier (16), et la seconde manivelle de commande (25), qui commande le mouvement de relevage, tournent constamment et à la même vitesse angulaire autour de leurs différents axes de rotation.

2. Entraînement sans came selon la revendication 1, caractérisé en ce que pour former les deux manivelles rotatives de commande (10, 25), deux roues dentées engrénantes (3, 17) sont prévues, dont les axes de rotation sont identiques au premier et au troisième axes stationnaires (2, 18), et dont la roue dentée (3) affectée au premier axe

stationnaire (2) est coaxiale avec le cylindre d'impression et constitue sa roue motrice, le point d'articulation (4) de l'élément d'accouplement (5) étant prévu sur la roue dentée (3), à une

distance radiale de l'axe de ladite roue égale à la longueur de la manivelle de commande (10), et le point d'articulation (30) de la bielle à deux bras (14, 15) de la même façon sur la roue dentée (17).

5

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

60

65

5

Fig. 2

