

(19)



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets



(11) Veröffentlichungsnummer: **0 269 010 B1**

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag der Patentschrift: **08.06.94**

(51) Int. Cl.⁵: **B27F 7/21**

(21) Anmeldenummer: **87117137.7**

(22) Anmeldetag: **20.11.87**

(54) **Heftkopf.**

(30) Priorität: **27.11.86 DE 3640529**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
01.06.88 Patentblatt 88/22

(45) Bekanntmachung des Hinweises auf die
Patenterteilung:
08.06.94 Patentblatt 94/23

(84) Benannte Vertragsstaaten:
AT BE CH DE ES FR GB GR IT LI LU NL SE

(56) Entgegenhaltungen:
DE-A- 3 221 067
FR-A- 1 000 318
US-A- 3 747 825

(73) Patentinhaber: **Wilhelm Bahmüller Maschinen-
bau Präzisionswerkzeuge GmbH**
Industriegebiet-Ost
D-73655 Plüderhausen(DE)

(72) Erfinder: **Der Erfinder hat auf seine Nennung
verzichtet**

(74) Vertreter: **Rüger, Rudolf, Dr.-Ing. et al**
Patentanwälte
Dr.-Ing. R. Rüger
Dipl.-Ing. H.P. Barthelt
Webergasse 3
D-73728 Esslingen (DE)

EP 0 269 010 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

Die Erfindung betrifft einen Heftkopf mit den Merkmalen des Oberbegriffs des Anspruchs 1.

Der aus der DE-A-32 21 067 bekannte gattungsgemäße Heftkopf enthält zum Antrieb des Klammertreibers, mit dem die Klammer in das Heftgut eingeschlagen wird, ein Kurbelgetriebe, bestehend aus einer Kurbel und einem daran angelenkten Pleuel, das seine Bewegung auf einen Kipphebel überträgt, der mit dem auf- und abbewegbaren Klammertreiber gekoppelt ist.

Da die Klammerführung bei dem bekannten Heftkopf gleichzeitig dazu verwendet wird, von einem Drahtvorrat ein Drahtstück in einer der Klammer entsprechenden Länge herunterzuschneiden und in die Klammerform zu biegen, muß auch die Klammerführung einen erheblichen Weg zwischen der Position zum Einlegen des Drahtes und der Oberseite des Heftgutes zurücklegen. Diese Bewegung erfolgt synchron mit der Bewegung des in der Klammerführung laufenden Klammertreibers, und zwar mit Hilfe einer Kulissensteuerung, die ebenfalls mit einem Kipp- oder Schwinghebel verbunden ist. Dieser Kipp- oder Schwinghebel ist seinerseits mit der Klammerführung gekoppelt.

Durch entsprechende Gestaltung der Kurvenscheibe der Kulissensteuerung läßt sich ein Bewegungsablauf für die Klammerführung erzeugen, der dafür sorgt, daß die Klammer, die vollständig in der Klammerführung enthalten ist, so lange vor dem sich ebenfalls in Richtung auf das Heftgut bewegenden Klammertreiber herläuft, bis die Klammerführung auf der Oberseite des Heftgutes aufgesetzt hat. Die Bewegung der Klammerführung kommt dann nahezu zum Stillstand, während sich der Klammertreiber in der Klammerführung weiter auf das Heftgut zu bewegt und dabei die Klammer aus der Klammerführung austreibt und in das Heftgut einschlägt.

Um die Schenkelenden der Klammer an der Unterseite des Heftgutes umzubiegen, befindet sich dort eine entsprechende Pfanne.

Da die Schenkel der einzuschlagenden Klammer praktisch bis zum Aufsetzen der Klammerführung auf das Heftgut kaum über die Unterseite der Klammerführung vorstehen, wird ihre zueinander parallele Lage beim Beginn des Eindringens der Klammerschenkel in das Heftgut erzwungen, so daß die Klammerschenkel in dem Heftgut recht genau parallel zueinander vordringen.

Die Kulissensteuerung, die den vorteilhaften Bewegungsablauf ergibt, erzeugt andererseits wegen des von Anfang an notwendigen und im Laufe der Betriebszeit immer größer werdenden Spiels einen erheblichen Lärm, der in vielen Fällen nicht tolerabel ist.

Es ist deswegen beispielsweise aus der DE-OS 33 40 513 bekannt, auch die Klammerführung ausschließlich mit Hilfe eines Kurbelgetriebes in Bewegung zu setzen, womit für die Klammerführung und den Klammertreiber praktisch identische Bewegungsabläufe zustandekommen, die sich nur in der Amplitude voneinander unterscheiden.

Gegebenenfalls sind durch entsprechenden Versatz der Kurbeln gegeneinander die Bewegungskurven gegeneinander verschoben.

Wenn, wie bei diesem Heftkopf, der Klammertreiber und die Klammerführung beide einen fast sinusförmigen Bewegungsablauf zeigen, läßt es sich nicht vermeiden, daß die Schenkel der einzuschlagenden Klammer von dem Klammertreiber bereits ein nennenswertes Stück auf der Klammerführung ausgetrieben sind, ehe die Klammerführung mit ihrer Stirnseite auf dem Heftgut aufsetzt. Infolge der unvermeidbaren Elastizität des zu der Klammer gebogenen Drahtes neigen die aus der Klammerführung vorstehenden Schenkelenden zum Aufspringen. Die Klammer wird deswegen von der Klammerführung mit nach außen weisenden Schenkelenden in das Heftgut eingetrieben. Beim weiteren Einschlagen der Klammer durch den Klammertreiber behalten die Klammerschenkel diese Richtung im wesentlichen bei und entfernen sich mit zunehmendem Eindringen in das Heftgut immer stärker voneinander. Insbesondere bei starken Pappqualitäten kann es geschehen, daß die Schenkelenden der zunehmend aufgeweiteten Klammer an der Unterseite so stark voneinander entfernt sind, daß sie nicht mehr die Pfannen zum Umbiegen treffen und deswegen innerhalb des Heftgutes ausknicken oder an der Unterseite das Heftgutes nicht nach innen, sondern nach außen umgeschlagen werden.

Dieser Mißstand läßt sich auch nicht durch Verändern der Steuerzeiten zueinander verändern, da der Klammertreiber, wenn die Klammerführung ihren oberen Totpunkt, in dem der Klammerdraht eingelegt wird, so weit zurückgezogen sein muß, daß er nicht den Drahtvorschub behindert.

Ausgehend hiervon ist es deswegen Aufgabe der Erfindung, einen Heftkopf zu schaffen, der geräuscharm arbeitet und bei dem die Schenkelenden der einzuschlagenden Klammer in zueinander weitgehend paralleler Anordnung in das Heftgut eindringen.

Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß durch den Heftkopf mit den Merkmalen der Ansprüche 1 oder 2 gelöst.

Infolge der ausschließlichen Verwendung von Kurbelgetriebeeinrichtungen treten beim Bewegungsablauf zwischen den beteiligten Getriebeelementen keine nahezu schlagartigen Anlagewechsel zwischen beteiligten Getriebeelementen auf, wie dies bei der Kulissenführung der Fall ist. Hierdurch

hervorgerufene schlagende Geräusche sind deswegen wirksam vermieden.

Wegen der Bewegungsabläufe sind die Klammerschenkel beim Auftreffen der Klammerführung auf das Heftgut praktisch noch nicht oder nur ein sehr kleines Stück ausgetrieben und stehen beim Eindringen in das Heftgut recht genau parallel. Beim anschließenden Austreiben der Klammer aus der Klammerführung dringen die Klammerschenkel in das Heftgut zunehmend ein, wobei sie vom Heftgut selbst in paralleler Richtung weitergeführt werden.

Die Klammerführung eilt der Bewegung des Klammertreibers hinreichend voraus, um ein vorzeitiges Austreiben der Klammer aus der Klammerführung zu verhindern, während andererseits die Klammerführung noch nahe genug dem Heftgut ist, wenn der Klammertreiber die fast eingeschlagene Klammer vollständig aus der Klammerführung austreibt. Es muß nämlich sichergestellt sein, daß Klammerführung und Klammertreiber fast gleichzeitig ihren unteren Totpunkt erreichen.

Wenn der Exzenter im Getriebestrang für die Klammerführung angeordnet ist, ist die Phasenlage zwischen der Exzenterbewegung und der Kurbelbewegung so gewählt, daß die von dem Exzenter bewirkte Überlagerungsbewegung im ersten Teil des Arbeitshubes eine Überlagerungsbewegung erzeugt, die in die gleiche Richtung wirkt wie die Bewegung des Kurbelzapfens, während im zweiten Teil des Arbeitshubes die Bewegung des Kurbelzapfens und die Überlagerungsbewegung des Exzenters entgegengerichtet sind, so daß der Exzenter den Pleuelhub gegenüber dem Kurbelzapfenhub verkürzt. Dies bedeutet, daß der Exzenterhub im oberen Totpunkt des Pleuels zu dem Kurbelzapfenhub hinzukommt, während im unteren Totpunkt des Pleuels der Kurbelzapfenhub um den Exzenterhub verkürzt ist.

Wird hingegen die Exzenteranordnung in dem Getriebestrang für den Klammertreiber eingesetzt, dann ist die Phasenlage des Exzenters gegenüber dem vorhergehenden Ausführungsbeispiel um 180° gedreht, d.h. im oberen Totpunkt des Pleuels ist der Kurbelzapfenhub um den Exzenterhub verkürzt, während im unteren Totpunkt sich der Pleuelhub aus der Summe aus dem Kurbelzapfenhub und dem Exzenterhub ergibt. Dies hat während des Arbeitshubes des Klammertreibers einen Bewegungsablauf zur Folge, der zunächst langsam beginnt, weil Exzenter und Kurbel in entgegengesetzte Richtungen wirken, während im zweiten Teil des Arbeitshubes Kurbelzapfen und Exzenter das Pleuel in die gleiche Richtung zu bewegen bestrebt sind. Eine entsprechende Pleuelbeschleunigung ist die Folge.

Eine sehr einfache synchronisierte Bewegung des Exzenters läßt sich in beiden Fällen dadurch

erreichen, daß mit dem Exzenter ein Außenstirnzahnrad drehfest verbunden ist, das mit einem Innenzahnrad kämmt, das konzentrisch zu der Bahn des Kurbelzapfens angeordnet ist. Der Durchmesser des mit dem Exzenter gekuppelten Zahnrades ist dabei halb so groß wie der Durchmesser des ortsfesten zu der Drehachse der Kurbel konzentrischen Innenzahnrades.

In der Zeichnung sind Ausführungsbeispiele des Gegenstandes der Erfindung dargestellt. Es zeigen:

- Fig. 1 die wesentlichen Getriebeteile eines Heftkopfes gemäß der Erfindung in einer perspektivischen Darstellung, wobei die Überlagerungsgetriebeeinrichtung in dem Getriebestrang für die Klammerführung angeordnet ist,
- Fig. 2 die Klammerführung nach Fig. 1 in einem Längsschnitt,
- Fig. 3 die Klammerführung nach Fig. 1 in einem Querschnitt,
- Fig. 4 eine schematisierte Darstellung der Hebel und Kurbeln des Heftkopfes nach Fig. 1, wobei die Hebel in die Ebene der Klammerschenkel gedreht sind, unter Veranschaulichung der Hebelverhältnisse,
- Fig. 5 die Bahnkurven für die Klammerführung und den Klammertreiber, bezogen auf eine normierte Bewegungsamplitude,
- Fig. 6 eine Exzenteranordnung als Überlagerungsgetriebeeinrichtung für einen Heftkopf, ähnlich dem aus Fig. 1,
- Fig. 7 die Phasenlage des Exzenters, bezogen auf die Bewegung des Kurbelzapfens bei Verwendung in dem Getriebestrang für die Klammerführung in schematischer Darstellung, und
- Fig. 8 die Bahnkurven des Klammertreibers und der Klammerführung bei Verwendung der Exzenteranordnung nach Fig. 6 mit einer Phasenbeziehung zwischen den Bewegungen gemäß Fig. 7, bezogen jeweils auf eine normierte Bewegungsamplitude.

In Fig. 1 ist stark schematisiert ein Heftkopf 1 veranschaulicht, von dem lediglich diejenigen Teile dargestellt sind, die zur Erläuterung der Erfindung notwendig sind. Die übrigen, an sich zu einem Heftkopf gehörenden Bauteile sind an sich bekannt und der Übersichtlichkeit halber weggelassen.

Der Heftkopf 1 dient dazu, in Heftgut 2 in Gestalt beispielsweise schwerer, mehrlagiger Wellpappe Drahtklammern 3 einzuschlagen, die mit ihren beiden zueinander parallelen Klammerschenkeln 4 und 5 sowie ihrem damit einstückig verbundenen Rückenteil 6 etwa C-förmige Gestalt aufwei-

sen. Der Heftkopf 1 enthält hierzu eine in seinem im übrigen nicht gezeigten Rahmen oder Gestell ortsfest verankerte Schiebeführung 7, die in Fig. 3 im Querschnitt dargestellt ist und mit ihrer eingearbeiteten Nut 8 ebenfalls etwa C-förmige Gestalt hat. Die Schiebeführung 7 ist so in dem Heftkopf 1 ausgerichtet, daß eine in der Nut 8 längsverschieblich geführte Klammerführung 9 senkrecht auf das unterhalb der Klammerführung 7 taktweise vorbeigeführte Heftgut 2 zu vorgeschoben bzw. von diesem wegbewegt werden kann. Die Klammerführung 9 weist seitlich wegstehende Flansche 11 und 12 auf, die in entsprechende Nuten in den Flanken der Nut 8 der Klammerführung 7 eingreifen.

Die Klammerführung 9 hat ebenfalls C-förmige Gestalt infolge einer in sie eingearbeiteten Nut 13, die parallel zu der Nut 8 in der Schiebeführung 7 und damit parallel zur Bewegungsrichtung der Klammerführung 9 verläuft. Auch die Nut 13 enthält in ihren Flanken 14 und 15 aufeinander zu weisende Nuten 16 und 17, deren Weite der Drahtstärke der Klammer 3 entspricht und die außerdem der Führung eines Klammertreibers 18 dienen, der in der Nut 13 längsverschieblich geführt ist und von dem seitlich angeformte Flanschen mit geringem Spiel in den Nuten 16 und 17 laufen. Die Nuten 8 und 13 verlaufen parallel zueinander und ihre Längserstreckung steht senkrecht auf dem darunter vorbeilaufenden plattenförmigen Heftgut 2.

Die Schiebeführung 7 weist eine untere, d.h. dem Heftgut 2 benachbarte Stirnseite 19 auf, die sich mit Abstand über der Oberseite des Heftgutes 2 befindet. Zwischen der Stirnseite 19 und der Oberseite des Heftgutes 2 ist in dem Heftkopf 1 ein Untermesser 21 ortsfest angebracht, dessen Schneide, wie Fig. 1 zeigt, der Klammerführung 9 seitlich benachbart ist. Das Untermesser 21 wirkt mit einer Schneide 22 zusammen, die an der unteren planen Stirnseite der Klammerführung 9 ausgebildet ist. Die Schneide 22 und das Untermesser 21 dienen dazu, bei der transversalen Auf- und Abbewegung der Klammerführung 9 Drahtabschnitte von einem schrittweise vorgeschobenen Flachdraht 23 herunterzuschneiden, die im weiteren Verlauf der Bewegung der Klammerführung 9 zu der Heftklammer 3 gebogen werden.

Die Schiebeführung enthält in ihrem rückwärtigen Bereich, der zwischen der Nut 8 und ihrer Rückseite 24 liegt, eine Ausnehmung 25, die sich, ausgehend von der Stirnseite 19, nach oben erstreckt und sowohl den Grund der Nut 8 als auch die Rückseite 24 durchsetzt. Die Breite der Ausnehmung 25 entspricht etwa der Weite der Nut 13. In der Ausnehmung 25 ist ein einarmiger Hebel 26 auf einer Achse 27 schwenkbar gelagert, der während des Biegens der Klammer 3 als Widerlager dient. Die Achse 27 ist deswegen ortsfest in der Schiebeführung 7 verankert und eine Blattfeder 28,

die oberhalb der Achse 27 an der Rückseite 24 angebracht ist, spannt mit ihrem unteren freien Ende den Hebel 26 in Richtung auf die Nut 8 bzw. die Klammerführung 9 vor.

An seinem unteren freien Ende enthält der einarmige Hebel 26, dessen Breite der Länge des Rückenstücks 6 der Klammer 3 entspricht, eine nutförmige Ausnehmung 29, die in ihrem Querschnitt dem Querschnitt des Flachdrahtes 23 entspricht, aus dem die Klammern 3 gebogen werden. Die Ausnehmung 29 befindet sich knapp oberhalb der Oberseite des Untermessers 21, so daß der schrittweise vorgeschobene Flachdraht 23 bei in ihrem oberen Totpunkt stehenden Klammerführung 9 von der Seite her in die Ausnehmung 29 eingeschoben werden kann, bis er auf der anderen Seite der Schenkellänge der Klammer 3 entsprechend übersteht.

Auch die Klammerführung 9 enthält in ihrem rückwärtigen Bereich, der zwischen der Nut 13 und ihrer Rückseite 31 liegt, eine Ausnehmung 32, die sich von der Unterseite der Klammerführung 9 nach oben erstreckt und den Eintritt des Hebels 26 in die Nut 13 gestattet.

Sowohl die Klammerführung 9 als auch der Klammertreiber 18 vollführen eine oszillierende und miteinander synchronisierte Auf- und Abbewegung, die von einer in dem Heftkopf 1 gelagerten Antriebseinrichtung 33 bewirkt wird. Die Antriebseinrichtung 33 enthält zwei auf einer ortsfesten Achse 34 schwenkbar gelagerte Kipp- oder Schwinghebel 35, 36, die etwa gleiche Länge aufweisen und an deren vorderem Ende jeweils eine Kuppelstange 37 bzw. 38 schwenkbar angelenkt ist. Die Kuppelstange 37 verbindet den Schwinghebel 35 getrieblich mit dem Klammertreiber 18, während die Kuppelstange 38 den Schwinghebel 36 mit der Klammerführung 9 verbindet. Beide Schwinghebel 35, 36 pendeln um einen mittleren Winkel von 90° gegenüber der Bewegung des Klammertreibers 18 und der Klammerführung 9. Zwischen der Schwenkachse 34 und der Anlenkstelle der Kuppelstange 37 greift an dem Schwinghebel 35 ein Pleuel 39 an, das einerseits mit dem Schwinghebel 35 und andererseits mit einem Kurbelzapfen 41 einer Kurbel 42 schwenkbar bzw. drehbar verbunden ist. Die Kurbel 42 sitzt drehfest auf einer in dem Heftkopf 1 ortsfest gelagerten Welle 43, die von einem nicht gezeigten Motor, beispielsweise über einen Flachzahnriemen 44 und eine Zahnriemenscheibe 45 in eine kontinuierliche Drehbewegung versetzt wird.

Sämtliche Achsen des Schwinghebels 35, des Pleuels 39 und der Kurbel 42 laufen parallel zueinander und parallel zu der Oberseite des Heftgutes 2.

Ein weiterer Kurbeltrieb erzeugt die auf- und abgehende Bewegung der Klammerführung 9, doch ist hier eine Überlagerungsgetriebeeinrichtung

vorgesehen, damit für die Klammerführung 9 ein Bewegungsablauf zustandekommt, der von dem Bewegungsablauf des Kurbeltriebes abweicht, wie er für den Klammertreiber 18 vorgesehen ist. Unter Abweichen ist hierbei insbesondere eine geänderte Kurvenform zu verstehen, und zwar nicht nur hinsichtlich der Amplitude der Bewegung.

Der Kurbeltrieb 46 enthält eine in dem Heftkopf 1 ortsfest drehbar gelagerte Welle 47, mit der drehfest eine Zahnriemenscheibe 48 verbunden ist, die über einen Flachzahnriemen 49 mit einem nicht gezeigten Antrieb gekuppelt ist, um die Welle 47 in eine kontinuierliche Drehbewegung zu versetzen. An ihrem freien Ende sitzt auf der Welle 47 eine Kurbel 51, auf deren Kurbelzapfen mit der Kurbelachse 52 ein Pleuel 53 drehbar gelagert ist. An dem vorderen freien Ende des Pleuels 53 ist ein zweiter Hebel 54 schwenkbar bezüglich einer Achse 55 angelenkt, der andernends schwenkbar mit dem Schwinghebel 36 verbunden ist. Die Schwenkachse, an der der zweite Hebel 54 mit dem Schwinghebel 56 verbunden ist, liegt zwischen der Schwenkachse 34 und der Anlenkstelle des Koppelhebels 38.

Ferner ist mit dem Pleuel 53 ein Lenkhebel 56 gelenkig verbunden, der in dem Heftkopf 1 auf einer ortsfesten Achse 57 gelagert ist und mit dem Pleuel 53 eine Achse 58 gemeinsam hat. Auch bei dem Kurbeltrieb für die Klammerführung 9 verlaufen alle Achsen parallel zueinander und zu der Oberseite des Heftgutes 2.

Fig. 4 zeigt die Antriebseinrichtung 33 aus Fig. 1 in einer Seitenansicht, um besser die wahren Hebelverhältnisse als in der perspektivischen Darstellung von Fig. 1 erkennen zu können. Die Schiebeführung 7, die Klammerführung 9 und der Klammertreiber 18 sind gegenüber den Achsen der Antriebseinrichtung 33 um 90° gedreht, so daß sie ebenfalls in einer Frontalansicht erkennbar sind. Außerdem werden Bezugszeichen aus Fig. 1, die dort Wellen benennen, in Fig. 4 zur Kennzeichnung von deren geometrischen Achsen verwendet. Die Kurbeln sind der Übersichtlichkeit halber weggelassen und nur die Bahnkurven der Kurbelzapfen sind durch strichpunktierte Kreise 59 und 61 veranschaulicht.

Der Heftkopf ist in der Stellung 45° nach dem oberen Totpunkt gezeigt.

Bei einer bevorzugten Ausführungsform ist die Länge des Lenkhebels 56 gemessen als der Abstand zwischen seinen beiden Achsen 57 und 58, gleich dem Abstand zwischen der Achse 58 und der Achse 52 des zugehörigen Kurbelzapfens, während der Abstand zwischen der Achse 58 und der Achse 55 gleich dem 0,8-fachen des Abstandes der Achse 58 von der Achse 57 ist. Dies bedeutet, daß das Pleuel 53 die 1,8-fache Wirklänge des Lenkhebels 56 aufweist. Der zweite Hebel

54, gemessen zwischen seiner Achse 55 und seiner Anlenkachse 63 an dem Schwinghebel 36, ist ebenfalls gleich der Wirklänge des Lenkhebels 56.

Gegenüber dieser Bemaßung sind Abweichungen von $\pm 25\%$ zulässig, wobei dann immer noch sichergestellt ist, daß beim Einschlagen der Heftklammer 3 die Heftklammer 3 nicht vorzeitig aus der Klammerführung 9 austritt.

Bezüglich der Achse 63 ist die Achse 47, um die die Kurbelzapfenachse 52 umläuft, so gewählt, daß im oberen Totpunkt die Achsen 47, 52, 55 und 63 fast in einer Ebene liegen. Die Achse 57 ist in dem Heftkopf gegenüber dem Pleuel 53 und der Achse 47 so angeordnet, daß während eines Bewegungszyklus, d.h. eines Umlaufes der Kurbelzapfenachse 52, eine Normale, die die Achsen 57 und 58 schneidet, wenigstens einmal rechtwinklig zu einer Normalen verläuft, die die Achsen 55, 58 und 52 schneidet. Letztere liegen in einer Ebene.

Dabei ist es gleichgültig, ob die Achse 57 auf der Seite des Pleuels liegt, auf die die Achse 52 des zugehörigen Kurbelzapfens nach dem oberen Totpunkt zu läuft oder ob die Achse 57 auf der entgegengesetzten Seite angeordnet ist. Wie lang die einzelnen Hebel bzw. Achsabstände, deren Zusammenhang oben erläutert ist, tatsächlich sind, richtet sich danach, welcher Bahndurchmesser für die Kurbelzapfenachse 52 benötigt wird. Diese wiederum ergibt sich aus den Hebelverhältnissen an dem Schwinghebel 36 und dem erforderlichen Hub für die Klammerführung 9. Als vorteilhaft hat sich hierbei herausgestellt, wenn die oben als Bezugsgröße verwendete Länge des Lenkhebels 56, gemessen zwischen den beiden Achsen 57 und 58, das 3,3-fache des Durchmessers der Bahn 59 ist ($\pm 25\%$).

Der Durchmesser der Bahn 61 zum Antrieb des Klammertreibers 18 richtet sich entsprechend nach den Hebelverhältnissen an dem Schwinghebel 35 und dem erforderlichen Hub für den Klammertreiber 18.

Der insoweit beschriebene Heftkopf 1 arbeitet folgendermaßen: Es sei angenommen, daß sich der Klammertreiber 18 und die Klammerführung 9 in ihrem oberen Totpunkt befinden. In dieser Stellung kann der Flachdraht 23, der auf dem Untermesser 21 aufliegt, von der Seite her in die Ausnehmung 29 eingeschoben werden, bis er der Länge des Klammerschenkels 4 entsprechend über die Ausnehmung 29 seitlich hervorsteht. Während der gesamten Zeit läuft die Antriebseinrichtung 33 kontinuierlich weiter, und zwar dreht sich die Kurbel 51, bezogen auf Fig. 4, entsprechend einem Pfeil 64 im Gegenuhrzeigersinne, während die Kurbel 42, bezogen auf Fig. 4, im Uhrzeigersinne entsprechend einem Pfeil 65 umläuft. Hierbei laufen die zugehörigen Kurbelzapfen 41, 52 nach unten, was über die entsprechenden Hebel zu einer Abwärts-

bewegung der Klammerführung 9 und des Klammertreibers 18 führt. Dabei eilt die Klammerführung 9 voraus und schneidet in ihrem Arbeitshub, der auf die Oberseite des Heftgutes 2 zu gerichtet ist, kurz nach dem oberen Totpunkt das in der Ausnehmung 29 liegende Drahtstück von dem Drahtvorrat ab. Im Verlauf der Weiterbewegung der Klammerführung 9 werden die aus der Ausnehmung 29 seitlich vorstehenden Drahtenden nach unten abgebogen, da der Hebel 26 stehen bleibt und sich die Klammerführung 9 weiter auf das Heftgut 2 zu bewegt. Durch das Umbiegen kommen die hierdurch erzeugten Klammerschenkel 4 und 5 in den aufeinander zu gerichteten Nuten 16 und 17 zu liegen.

Nachdem die Klammer 3 geformt ist, und die Klammerschenkel 4 und 5 vollständig in der Klammerführung 9 verschwunden sind, kommt die plane Stirnseite des Klammertreibers 18 mit einer Kante mit der benachbarten Vorderseite des Hebels 26 in Eingriff, wie dies Fig. 2 zeigt. Hierdurch wird der Hebel 26 entgegen der Wirkung der Blattfeder 28 nach rückwärts aus der Ausnehmung 32 der Klammerführung 9 herausgeschwenkt, so daß der Klammerrücken 6 aus der Ausnehmung 29 freikommt. Der übersichtlicheren Darstellung wegen ist in Fig. 2 die Klammerführung 9 etwas verkürzt gezeigt, damit der Klammerschenkel 5 besser zu erkennen ist. Tatsächlich ist er, wie oben erläutert, vollständig in der Klammerführung 9 verschwunden, bevor der Klammertreiber 18 den Hebel 26 berührt.

Im Verlauf der weiteren Abwärtsbewegung von Klammerführung 9 und Klammertreiber 18 beginnt die untere Stirnseite des Klammertreibers 18 allmählich den Klammerrücken 6 einzuholen und kommt mit dem Klammerrücken 6 in Berührung, unmittelbar bevor die Stirnseite der Klammerführung 9 auf dem Heftgut 2 zur Anlage kommt.

Während die Klammerführung 9 durch den unteren Totpunkt läuft, und folglich nur eine geringfügige Relativbewegung gegenüber der Oberseite des Heftgutes 2 vollführt, läuft der Klammertreiber noch mit erhöhter Geschwindigkeit auf das Heftgut 2 zu und treibt die Heftklammer 3 aus der Klammerführung 9 aus und in das Heftgut 2 ein. Da hierbei die Klammerführung 9 dem Heftgut 2 noch unmittelbar benachbart ist, werden die zum Aufspringen neigenden Klammerschenkel 4 und 5 entweder in der Klammerführung 9 oder in dem Heftgut 2 geführt, so daß sie tatsächlich nicht "X-beinig" in das Heftgut 2 eingetrieben werden. An der Rückseite des Heftgutes 2 befindet sich eine Heftpfanne 66 mit entsprechenden napfförmigen Ausnehmungen, die die Enden der Klammerschenkel 4 und 5 nach innen umbiegen.

Die Bahnkurven sind so gewählt, daß die Heftklammer 3 beim Einschlagen in das Heftgut 2 erst

dann aus der Klammerführung 9 freikommt, wenn die Klammerschenkel 4 und 5 bereits weitgehend in das Heftgut 2 eingetrieben sind, so daß die Klammer 3 dort ihre weitere Führung erhält.

Während der Klammertreiber 18 zufolge der Kurbel-Pleuel-Anordnung eine fast rein sinusförmige Bewegung vollführt, ist der Bewegungsablauf für die Klammerführung 9 infolge der Kniehebelanordnung, gebildet aus dem Pleuel 53 und dem zweiten Hebel 54, gegenüber der Sinusform stark deformiert. Der Bewegungsablauf für den Klammertreiber 18 und die Klammerführung 9 ist in Fig. 4 gezeigt, wobei zur Verdeutlichung der unterschiedlichen Kurvenform beide Kurven auf dieselbe Amplitude bezogen sind; naturgemäß ist in der Praxis der Hub für den Klammertreiber 18 nennenswert größer als der Hub für die Klammerführung 9, und zwar ist der Hub des Klammertreibers 18 um etwa die Schenkellänge der Klammer 3 größer als der Hub der Klammerführung 9. Auch deren Hub muß größer sein als die Schenkellänge der Klammer 3, damit genügend Zeit bleibt, um den Draht 23 in dem Hebel 26 vorzulegen, während die Antriebseinrichtung 33 kontinuierlich weiterläuft.

In Fig. 5 ist die Bewegung des Klammertreibers 18 durch eine Kurve 18' und die Bewegung der Klammerführung 9 durch eine Kurve 9' veranschaulicht. Der untere Totpunkt der Antriebseinrichtung 33 entspricht dabei dem tiefsten Kurvenpunkt der beiden Kurven 9', 18', was gleichbedeutend ist mit dem Auftreffen der unteren Stirnseite des Klammertreibers 18 und der unteren Stirnseite der Klammerführung 9 auf der Oberseite des Heftgutes.

Die auf gleicher Amplitude normierten Kurven für den Bewegungsablauf lassen deutlich die Wirkung der Überlagerungsgetriebeeinrichtung, gebildet aus den Hebeln 53, 54 und 56, gegenüber einem normalen Kurbeltrieb erkennen, wie er zur Bewegung des Klammertreibers 18 vorgesehen ist. Dieser erzeugt eine fast sinusförmige Bewegung, wobei der untere Totpunkt bei 180° nach dem oberen Totpunkt liegt. Der Kurbeltrieb 46 mit den zusätzlichen Hebeln 54 und 56 erzeugt dagegen eine Kurve, die im Bereich des unteren Totpunktes flacher verläuft und deren unterer Totpunkt um ca. 20° dem unteren Totpunkt des Klammertreibers 18 vorausseilt.

Beginnend beim oberen Totpunkt entsprechend 0° in Fig. 5 bewegt sich die Klammerführung 9 deutlich schneller nach unten als der Klammertreiber, was dadurch zustandekommt, daß sich der Abstand zwischen der Achse des Kurbelzapfens 52 und der Achse 63 wegen der ausknickenden Anordnung aus dem Pleuel 53 und dem zweiten Hebel 54 verkürzt, was eine schnellere Abwärtsbewegung des Schwinghebels 36 zur Folge hat als wenn der Kurbelzapfen der Kurbel 51 über

ein Pleuel 53 unmittelbar verbunden wäre. Die Klammerführung 9 erreicht so einen Vorsprung gegenüber dem sich ebenfalls in Richtung auf das Heftgut 2 zu bewegendem Klammertreiber 18.

Bei 90° nach dem oberen Totpunkt hat die Anordnung aus dem Pleuel 53 und dem zweiten Hebel 54 ihre geringste Länge erreicht und beginnt sich wieder zu strecken. Die Streckbewegung wirkt der Bewegung der Kurbel 51 entgegen, so daß eine zunehmende Verlangsamung der Abwärtsbewegung des Schwinghebels 36 zustandekommt. Wie Fig. 5 erkennen läßt, bewegen sich nun die beiden Kurven wieder aufeinander zu, d.h. der Abstand zwischen der Kurve 9' und der Kurve 18' beginnt sich jenseits von 90° zu verringern.

Aufgrund der Lage der Achse 57, um die der Lenkhebel 56 schwenkt, wird der untere Totpunkt der Kurve 9' etwa 20° vor dem unteren Totpunkt der Kurve 18' erreicht.

Infolge dieses zunächst schnelleren und dann verlangsameren Bewegungsablaufes beim Niedergang der Klammerführung 9 gegenüber der Aufwärtsbewegung des Klammertreibers 18 kann der nacheilende Klammertreiber 18 die Klammer 3 erst dann auszutreiben beginnen, wenn die Klammerführung 9 nur noch wenige Millimeter über dem Heftgut 2 steht. Die Klammerschenkel 4 und 5 werden so wirksam an einem Aufspreizen aufgrund der in dem Draht vorliegenden Rücksprungkraft gehindert.

Die Aufwärtsbewegung des Klammertreibers 18 und der Klammerführung 9 nach dem unteren Totpunkt im Bereich um 180° läuft, wiederum bezogen auf gleiche Bewegungsamplitude, praktisch gleich ab.

Eine andere Möglichkeit, den in Fig. 5 gezeigten Bewegungsverlauf der Klammerführung 9 zu verwirklichen, besteht darin, aus der Anordnung nach Fig. 1 die beiden Hebel 54 und 56 wegzulassen und stattdessen das Pleuel 53 unmittelbar an dem Schwinghebel 36 anzulenken. Zwischen der Kurbel 51 ist, wie Fig. 6 zeigt, ein Exzenter 71 angeordnet, der für die Abstandsänderung zwischen der Achse 52 des Kurbelzapfens und der Achse 63 an dem Schwinghebel 36 sorgt, was bei dem vorigen Ausführungsbeispiel durch die ausknickende Anordnung aus dem Pleuel 53 und dem Hebel 54 bewerkstelligt wurde.

Im einzelnen ist bei dem Ausführungsbeispiel nach Fig. 6 die Welle 47 mittels eines Rillenkugellagers 72 ortsfest in dem Rahmen 73 des Heftkopfes 1 gelagert. Die Kurbel 51 trägt einen achsparallel zu der Welle 47 sich erstreckenden Kurbelzapfen 74, dessen Achse durch eine strichpunktierte Linie 52 veranschaulicht ist. Auf dem Kurbelzapfen 74 sitzt mittels Nadellagern 75 drehbar gelagert der erwähnte Exzenter 71, dessen Symmetrieachse durch eine strichpunktierte Linie 76 veranschaulicht

ist. Einstückig mit dem Exzenter 71 ist ein Außenstirnzahnrad 77, das in einem Innenzahnrad 78 kämmt. Das Innenzahnrad 78 ist coaxial zu der Welle 47 an dem Gestell 73 befestigt, so daß das auf dem Kurbelzapfen 74 drehbar gelagerte Zahnrad 77 in dem Innenzahnrad 78 sich abwälzen kann, wenn sich die Welle 47 dreht. Das Innenzahnrad 78 hat die doppelte Zähnezahzahl wie das Außenzahnrad 77, damit der Exzenter 71 auf dem Kurbelzapfen 74 zwei Umdrehungen vollführt, wenn sich die Welle 47 einmal um ihre Achse 47' dreht.

Der Exzenter 71 weist eine zylindrische Außenumfangsfläche auf, die als Innenlaufring für eine Nadellageranordnung 79 dient, deren Außenauflfläche von einer Bohrung 81 in dem Fuß des Pleuels 53 gebildet ist. In der Außenumfangsfläche des Exzenter 71 eingearbeitete Nuten nehmen Außensprengringe 82 und 83 auf, die zusammen mit Beilagscheiben 84 und 85 das Pleuel 53 seitlich führen.

Ein weiterer Außensprengring 86 sichert zusammen mit einer Beilagscheibe 87 den Exzenter 71 auf dem Kurbelzapfen 74.

Die Exzentrizität, d.h. der Abstand der Achse 52 von der Achse 76, die die Achse der zylindrischen Außenumfangsfläche des Exzenter 71 ist, ist verhältnismäßig klein und in Fig. 6 vergrößert dargestellt. Bei einem praktischen Ausführungsbeispiel liegt die Exzentrizität bei ca. 1,5 mm.

Damit die Kurvenform nach Fig. 5 zustandekommt, ist der Exzenter 71 auf dem Kurbelzapfen 74 derart angeordnet, daß für den Hub des Pleuels 53 die Exzentrizität sich zu dem Hub der Kurbel 74 addiert, d.h. in derjenigen Stellung, in der die Achsen 47', 52, 76 und 63 in einer Ebene liegen, liegt die Achse 76 des Exzenter zwischen der Achse 52 und der Achse 63. Diese Stellung ist in Fig. 7 bei 91 schematisch veranschaulicht. Die beiden Zahnräder 77 und 78 sind in Fig. 7 durch entsprechende benannte strichpunktierte Kreise dargestellt und auch das Pleuel 53 ist nur noch symbolisiert, um das Wesentliche des Bewegungsablaufes darzustellen. Ein kleiner voll ausgezogener Kreis 92 beschreibt die Bahn der Achse 76, die, wie Fig. 7 zeigt, im Uhrzeigersinne längs der Bahn 92 läuft, wenn sich die Kurbel auf einem strichpunktierten Kreis 93 vom oberen Totpunkt entsprechend der Stellung 91 im Gegenuhrzeigersinne dreht.

An einer Stelle 94 hat der Exzenter eine halbe Umdrehung vollführt und damit den kürzesten Abstand zwischen der Achse 52 und der Achse 63 erzeugt. Da diese Abstandsverkürzung hinsichtlich der Bewegung des Schwinghebels 36 gleichsinnig wirkt wie die Bewegung des Kurbelzapfens 74, entsteht nach dem oberen Totpunkt die beschleunigte Bewegung der Klammerführung 9 gegenüber dem Klammertreiber 18. 90° nach dem oberen Totpunkt beginnt dann die Wirkung des Exzenter

der Wirkung der Kurbel 51 entgegenzuarbeiten, so daß es zu der gegenüber dem Treiber 18 verlangsamten Bewegung kommt, die es dem Treiber 18 ermöglicht, die Klammerführung 9 einzuholen.

Der Exzenter 71 erzeugt zwar nicht exakt die Kurve 9', doch ist die Abweichung nur so gering, daß eine eigene Darstellung entbehrlich ist.

Während bei den vorherigen Ausführungsbeispielen die Überlagerungsgetriebeeinrichtung im Getriebestrang für die Klammerführung 9 vorgesehen ist, ist es auch denkbar, die Überlagerungsgetriebeeinrichtung im Getriebestrang für den Klammertreiber 18 anzuordnen, wobei dann allerdings die Überlagerungsgetriebeeinrichtung eine Wirkung haben muß, die der Anordnung in dem Getriebestrang für die Klammerführung 9 entgegengesetzt ist, d.h. der Klammertreiber 18 muß nach dem oberen Totpunkt der Klammerführung entweder noch in die umgekehrte Richtung oder langsamer laufen und darf erst bei Annäherung an den unteren Totpunkt die Klammerführung 9 einholen. Zu diesem Zweck ist, abweichend von der Darstellung aus Fig. 1 und 4, die Kurbel 51 über das Pleuel 53 unmittelbar mit dem Schwinghebel 36 verbunden. Dagegen ist zwischen dem Pleuel 39 und der Kurbel 42 der vorher erwähnte Exzenter angeordnet. Die Achse 48 der Kurbel 42 ist außerdem gegenüber der oberen Anlenkstelle des Pleuels 39, deren Achse mit 98 bezeichnet ist, seitlich versetzt. Aufgrund dieses Versatzes vollführt das Pleuel 39 gegenüber dem Hebel 35 und einer die Achsen 98 und 34 schneidenden Normalen eine unsymmetrische Schwenkbewegung. Gegenüber dem Lot auf die erwähnte Normale nimmt das Pleuel in der einen Extremlage einen Winkel von ca. 11° und in der anderen Extremlage einen Winkel von etwa 25° ein. Der Winkel von 25° tritt auf, wenn sich die Kurbel 42 auf der linken Seite der Bahnkurve 61 befindet. Der andere Winkel von 11° erscheint, wenn sich die Achse 41 des zugehörigen Kurbelzapfens auf der in Fig. 4 gezeigten Seite der Bahnkurve 61 bewegt.

Aufgrund dieser Anordnung entsteht auch ein Versatz zwischen der Achse 48 und der Bahnkurve, die die Achse 98 während der Bewegung des Pleuels 39 beschreibt. Diese Bahnkurve ist ein Ausschnitt aus einem Kreis, dessen Mittelpunkt die Achse 34 ist. Näherungsweise kann hierbei die Bahnkurve als eine Gerade angesehen werden, die, wird sie in Richtung auf die Achse 48 verlängert, bezogen auf Fig. 4, zwischen der Achse 48 und der Achse 34 verläuft. Der Zweck dieser Maßnahme besteht darin, dem Pleuel 39 während des Bewegungsablaufes eine zusätzliche Schräglage zu erteilen, wodurch ebenfalls der Bewegungsablauf verändert wird.

Im übrigen ist die Getriebeanordnung vom grundsätzlichen Aufbau her die gleiche wie im Kur-

beltrieb 46 und es genügt deswegen auf Fig. 6 Bezug zu nehmen, wobei nunmehr die in Klammern angegebenen Bezugszeichen gelten. Allerdings ist der Exzenter 71 derart auf dem Kurbelzapfen 41 angeordnet, daß seine Exzentrizität den Hub der Kurbel 42 vermindert. Wenn nämlich im oberen Totpunkt, der, bezogen auf Fig. 4 etwas rechts vom Scheitel der Bahnkurve 41 liegt, die Achse 43', die Achse des Kurbelzapfens 41 und die Exzenterachse 76 sowie die in Fig. 4 gezeigte Achse 98 der Anlenkstelle des Pleuels 39 an dem Schwinghebel 35 in einer Ebene liegen, dann befindet sich die Achse 76 des Exzentes 41 zwischen der Achse 43' und der Achse 41'.

Den mit dieser Anordnung erreichten Bewegungsablauf zeigt Fig. 8. Der obere Totpunkt der Klammerführung 9, die jetzt keine Überlagerungsgetriebeeinrichtung enthält, liegt bei 0°, während der untere Totpunkt bei 180° ist, wenn die Klammerführung 9 auf dem Heftgut 2 auftritt.

Die Bewegung des Exzentes auf dem Kurbelzapfen 41 bewirkt zwischen dem oberen Totpunkt des Klammertreibers 18 und einem Winkel von 90°, bezogen auf diesen oberen Totpunkt, zunächst eine Vergrößerung der effektiven Länge des Pleuels 39, so daß sich zunächst der Schwinghebel 35 langsamer nach unten bewegt als es der Drehung der Kurbel 42 entspricht. Erst, wenn die Kurbel 42 90° nach ihrem oberen Totpunkt überschritten hat, wird die effektive Länge des Pleuels 39 durch die Wirkung des Exzentes 71 verkürzt und es kommt zu einer Beschleunigung des Treibers 18 gegenüber einem Kurbeltrieb, der keinen Exzenter enthält. Der Klammertreiber 18 holt deswegen die Klammerführung 9 bis zum unteren Totpunkt ein.

Die der Bewegung der Kurbel 42 überlagerte Bewegung des Exzentes 71 führt zu der treppenartigen Deformation im Rücklauf des Klammertreibers 18, nämlich zwischen 180° und etwa 360°. Hingegen führt der seitliche Versatz der Achse 48 gegenüber der Bahnkurve, die die Achse 98 beschreibt, zu der unsymmetrischen Verschiebung des unteren Totpunktes des Klammertreibers 18 gegenüber den oberen Totpunktlagen, bezogen auf den Kurbelwinkel. Hierdurch ist der Abstand zwischen dem vorausgehenden oberen Totpunkt und dem daran sich anschließenden unteren Totpunkt kleiner als der Abstand zwischen diesem Totpunkt und dem nachfolgenden oberen Totpunkt, wie dies die Kurve 18' aus Fig. 8 erkennen läßt.

Die oben angestellte Betrachtungsweise ist lediglich qualitativ und es ist klar, daß sich die Exzenterwirkung und der Seitenversatz der Achsen 48 und 98 gegenseitig beeinflussen, was die Auswirkung auf den Kurvenverlauf betrifft.

Damit sowohl der Klammertreiber 18 als auch die Klammerführung 9 etwa gleichzeitig ihren un-

teren Totpunkt bei 180° haben, liegt der obere Totpunkt des Klammertreibers 18 etwa bei 45° nach dem oberen Totpunkt der Klammerführung 9. Dies hat zur Folge, daß der Klammertreiber 18 sich noch aufwärts bewegt, während die Klammerführung 9 bereits auf das Heftgut 2 niedergeht. Damit erreicht über einen weiten Bereich die Klammerführung 9 eine schnellere Bewegung in Richtung auf das Heftgut 2 als der Klammertreiber 18.

In jedem der Fälle entsteht ein Bewegungsablauf, der die Klammerführung 9 in ihrem Arbeitshub gegenüber dem Klammertreiber 18 voreilen läßt.

Patentansprüche

1. Heftkopf für eine Drahtheftmaschine, insbesondere zum Heften von Pappeteilen mittels Drahtklammern, mit einer neben dem Heftgut (2) gehaltenen Führungseinrichtung für eine in der Führungseinrichtung längsverschieblich geführte Klammerführung (9), die beim Einschlagen der Klammer (3) in ihrem Arbeitshub auf das Heftgut (2) zu und anschließend in ihrem Leerhub von diesem weg bewegbar ist, mit einem in der Klammerführung (9) längsverschieblich angeordneten Klammertreiber (18), der zum Austreiben der von der Klammerführung (9) gehaltenen und in dieser geführten Klammer (3) sowie zum Einschlagen der Klammer (3) in das Heftgut (2) in seinem Arbeitshub auf das Heftgut (2) zu und anschließend in seinem Leerhub von dem Heftgut (2) weg bewegbar ist, und mit einer durch eine Antriebseinrichtung (45, 48) antreibbaren Kurbelgetriebeeinrichtung (33), die mit der Klammerführung (9) und dem Klammertreiber (8) gekoppelt ist und diesen die zum Einschlagen der Klammer notwendigen synchronisierten Bewegungen erteilt, dadurch gekennzeichnet, daß die Kurbelgetriebeeinrichtung (33) eine Kniehebelanordnung aus zwei miteinander gekoppelten Hebeln (53, 54) enthält, von denen der eine ein auf einer drehbar gelagerten und von der Antriebseinrichtung (48) angetriebenen Kurbel (51) sitzendes Pleuel (53) bildet, an dessen freiem Ende ein zweiter Hebel (54) angelenkt ist, dessen freies Ende mit der Klammerführung (9) gekoppelt ist, und daß an dem Pleuel (53) ein Lenkhebel (56) um eine zu der Achse (52) des Kurbelzapfens parallele Achse (58) schwenkbar angelenkt ist, der andererseits um eine zu der Führung (9) ortsfeste Achse (57) schwenkbar gehalten ist, derart, daß der Klammerführung (9) zu Beginn ihres Arbeitshubes gegenüber dem Klammertreiber (18) eine schnellere Bewegung in Richtung auf

das Heftgut (2) und gegen Ende des Arbeitshubes eine langsamere Bewegung als dem Klammertreiber (18), jeweils bezogen auf eine gleiche Hubamplitude der Klammerführung (9) und des Klammertreibers (18), erteilt wird.

2. Heftkopf für eine Drahtheftmaschine, insbesondere zum Heften von Pappeteilen mittels Drahtklammern, mit einer neben dem Heftgut (2) gehaltenen Führungseinrichtung für eine in der Führungseinrichtung längsverschieblich geführte Klammerführung (9), die beim Einschlagen der Klammer (3) in ihrem Arbeitshub auf das Heftgut (2) zu und anschließend in ihrem Leerhub von diesem weg bewegbar ist, mit einem in der Klammerführung (9) längsverschieblich angeordneten Klammertreiber (18), der zum Austreiben der von der Klammerführung (9) gehaltenen und in dieser geführten Klammer (3) sowie zum Einschlagen der Klammer (3) in das Heftgut (2) in seinem Arbeitshub auf das Heftgut (2) zu und anschließend in seinem Leerhub von dem Heftgut (2) weg bewegbar ist, und mit einer durch eine Antriebseinrichtung (45, 48) antreibbaren Kurbelgetriebeeinrichtung (33), die mit der Klammerführung (9) und dem Klammertreiber (8) gekoppelt ist und diesen die zum Einschlagen der Klammer notwendigen synchronisierten Bewegungen erteilt, dadurch gekennzeichnet, daß die Kurbelgetriebeeinrichtung (33) einen zwischen einem Kurbelzapfen (41, 52) und einem darauf sitzenden Pleuel (39, 53) angeordneten Exzenter (71) aufweist, der sich bei einem Umlauf der Kurbel (42, 51) zweimal um die Achse (41, 52) des zugehörigen Kurbelzapfens dreht und dessen Achse (76) zu der Achse (52, 41) des Kurbelzapfens parallel verläuft und daß der Exzenter (71) ein zu der Achse (41, 52) des entsprechenden Kurbelzapfens konzentrisches Außenstirnzahnrad (77) trägt, das mit einem ortsfesten Innenzahnrad (78) kämmt, das koaxial zu der Bahn der Achse (52, 41) des entsprechenden Kurbelzapfens ist, derart, daß der Klammerführung (9) zu Beginn ihres Arbeitshubes gegenüber dem Klammertreiber (18) eine schnellere Bewegung in Richtung auf das Heftgut (2) und gegen Ende des Arbeitshubes eine langsamere Bewegung als dem Klammertreiber (18), jeweils bezogen auf eine gleiche Hubamplitude der Klammerführung (9) und des Klammertreibers (18), erteilt wird.
3. Heftkopf nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Abstand zwischen der Achse (52) des Kurbelzapfens und der Anlenkachse

(58) des Lenkhebels (56) an dem Pleuel (53) etwa gleich der 0,75- bis 1,5-fachen Länge, vorzugsweise gleich der 1-fachen Länge des zweiten Hebels (54), gemessen zwischen der Achse (55) seiner Anlenkstelle an dem Pleuel (53) und seiner Anlenkstelle (63) zur Abgabe der Kraft auf die Klammerführung (9) ist.

4. Heftkopf nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Abstand zwischen der Achse (52) des Kurbelzapfens und der Anlenkachse (58) des Lenkhebels (56) gleich der 0,75- bis 1,25-fachen Länge, vorzugsweise gleich der 1-fachen Länge des Lenkhebels (56), gemessen zwischen seiner ortsfesten Achse (57) und der Achse (58) seiner Anlenkstelle an dem Pleuel (53) ist. 10
5. Heftkopf nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Abstand zwischen der Achse (55) der Anlenkstelle des zweiten Hebels (54) an dem Pleuel (53) und der Achse (58) der Anlenkstelle des Lenkhebels (56) an dem Pleuel (53) etwa gleich dem 0,6- bis 1-fachen, vorzugsweise gleich dem 0,8-fachen des Abstandes der Achse (52) des Kurbelzapfens von der Achse (58) der Anlenkstelle des Lenkhebels (56) an dem Pleuel (53) ist. 20
6. Heftkopf nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die ortsfeste Achse (57) des Lenkhebels (56) derart, bezogen auf die Drehachse (47') der Kurbel (51), angeordnet ist, daß in zumindest einer Stellung der Kurbel (51) die die Achsen (57, 58) des Lenkhebels (56) schneidende Normale auf der zwei Achsen (52, 58, 55) des Pleuels (53) schneidenden Normalen senkrecht steht. 30
7. Heftkopf nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß alle drei Achsen (52, 55, 58) des Pleuels (53) in einer Ebene liegen. 40
8. Heftkopf nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß in wenigstens einer Stellung der Kurbel (51) die die beiden Achsen (55, 63) des zweiten Hebels (54) schneidende Normale in Verlängerung der Normalen verläuft, die wenigstens zwei Achsen (52, 55, 58) des Pleuels (53) schneidet. 45
9. Heftkopf nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß in wenigstens einer Stellung der Kurbel (51) die Achse (52) des Kurbelzapfens, die Achse (55) der Anlenkstelle zwischen dem Pleuel (53) und dem zweiten Hebel (54) sowie die Achse (63) an der Anlenkstelle zur Abgabe der Kraft auf die Klammerführung (9) 50

in einer Ebene liegen.

10. Heftkopf nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß der Exzenter (71) derart angeordnet ist, daß im oberen Totpunkt der Klammerführung (9) eine von der Achse, (52) des Kurbelzapfens ausgehende und die Achse (76) des Exzenters (71) schneidende Normale etwa in Richtung des Pleuels (53) weist.
11. Heftkopf nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß der Exzenter (71) derart angeordnet ist, daß im oberen Totpunkt des Klammertreibers (18) eine von der Achse (41) des zugehörigen Kurbelzapfens ausgehende und die Achse (76) des Exzenters (71) schneidende Normale in eine dem Pleuel (39) entgegengesetzte Richtung verläuft.
12. Heftkopf nach den Ansprüchen 10 oder 11, dadurch gekennzeichnet, daß die Achse (43, 47) der den Exzenter (71) tragenden Kurbel (42, 51) gegenüber einer Bahn seitlich versetzt ist, die, die von der Kurbel (42, 51) abliegende Anlenkstelle (98, 63) des Pleuels (39, 53) beschreibt, derart, daß die Winkel ungleich sind, die das Pleuel (39, 53) in seinen Extremlagen mit der Bahn oder einer Näherungsgeraden für diese Bahn einschließt.
13. Heftkopf nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Exzenteranordnung (71) in dem Getriebestrang (53, 54, 36) zur Betätigung der Klammerführung (9) enthalten ist.
14. Heftkopf nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Exzenteranordnung (71) in dem Getriebestrang (53, 54, 36) zur Betätigung des Klammertreibers (18) enthalten ist.

Claims

1. Binding head for a wire binding machine, in particular for binding cardboard parts by means of wire staples, having a guide means mounted next to the material to be bound (2) for a staple guide (9), which is arranged to slide longitudinally in the guide means and which may be moved towards the material to be bound (2) during its working stroke and then away therefrom during its return stroke when the staples (3) are being driven in; having a staple driver (18), which is arranged to slide longitudinally in the staple guide (9) and which may be moved towards the material to be bound (2) during its working stroke for discharging staples (3) held and guided by the staple guide (9) as well as for driving in the

staples (3), and then away from the material to be bound (2) during its return stroke and having a crank gear (33), which may be driven by a drive means (45, 48), and which is coupled to the staple guide (9) and the staple driver (8) and causes these to move in the synchronised manner necessary to drive in the staples, characterised in that the crank gear (33) is provided with a toggle lever arrangement comprising two levers (53, 54) coupled to one another, of which one forms a connecting rod (53) coupled to rotatably mounted crank (51) driven by the drive means (48), and linked to the free end of said connecting rod (53) is a second lever (54), the free end of which is coupled to the staple guide (9); and in that a steering lever (56) is mounted on the connecting rod (53) to swivel around an axis (58) parallel to the axis (52) of the crankshaft journal and is arranged to swivel at one end around an axis (57) fixed in relation to the guide (9) in such a way that the staple guide (9) is caused to move more quickly towards the material to be bound (2) at the beginning of its working stroke relative to the staple driver (18) and more slowly towards the end of its working stroke than the staple driver (18), each calculated on the basis of the staple guide (9) and the staple driver (18) having an equal stroke amplitude.

2. Binding head for a wire binding machine, in particular for binding cardboard parts by means of wire staples, having a guide means mounted next to the material to be bound (2) for a staple guide (9), which is arranged to slide longitudinally in the guide means and which may be moved towards the material to be bound (2) during its working stroke and then away therefrom during its return stroke when the staples (3) are being driven in; having a staple driver (18), which is arranged to slide longitudinally in the staple guide (9) and which may be moved towards the material to be bound (2) during its working stroke far discharging staples (3) held and guided by the staple guide (9) as well as for driving in the staples (3), and then away from the material to be bound (2) during its return stroke and having a crank gear (33), which may be driven by a drive means (45, 48), and which is coupled to the staple guide (9) and the staple driver (8) and causes these to move in the synchronised manner necessary to drive in the staples, characterised in that the crank gear (33) is provided with a cam (71) arranged between a crankshaft journal (41, 52) and a connecting rod (39, 53) coupled therewith said cam (71)

rotating twice around the axis (41, 52) of the respective crankshaft journal on one revolution of the crank (42, 51), and its axis (76) extending parallel to the axis (52, 41) of the crankshaft journal; and in that the cam (71) is provided with an outer spur wheel (77), which is concentric to the axis (41, 52) of the corresponding crankshaft journal and meshes with a fixed inner spur wheel (78) coaxial to the path of the axis (52, 41) of the corresponding crankshaft journal in such a way that the staple guide (9) is caused to move more quickly towards the material to be bound (2) at the beginning of its working stroke relative to the staple driver (18) and more slowly towards the end of its working stroke than the staple driver (18), each calculated on the basis of the staple guide (9) and the staple driver (18) having an equal stroke amplitude.

3. Binding head according to Claim 1, characterised in that the distance between the axis (52) of the crankshaft journal and the pivot axis (58) of the steering lever (56) on the connecting rod (53) is approximately equal to 0.75- to 1.5-times the length, preferably equal to once the length of the second lever (54), measured between the axis (55) of its pivot point on the connecting rod (53) and its pivot point (63) for transmitting force to the staple guide (9).
4. Binding head according to Claim 1, characterised in that the distance between the axis (52) of the crankshaft journal and the pivot axis (58) of the steering lever (56) is approximately equal to 0.75- to 1.5-times the length, preferably equal to once the length of the steering lever (56), measured between its fixed axis (57) and the axis (58) of its pivot point on the connecting rod (53).
5. Binding head according to Claim 1, characterised in that the distance between the axis (55) of the pivot point of the second lever (54) on the connecting rod (53) and the axis (58) of the pivot point of the steering lever (56) on the connecting rod (53) is approximately equal to 0.6-times to once, preferably equal to 0.8-times the distance of the axis (52) of the crankshaft journal from the axis (58) of the pivot point of the steering lever (56) on the connecting rod (53).
6. Binding head according to Claim 1, characterised in that the fixed axis (57) of the steering lever (56) is arranged - in relation to the axis of rotation (47') of the crank (51) - such that in at least one position of the crank (51) the normal

intersecting the axes (57, 58) of the steering lever (56) is perpendicular to the normal intersecting two axes (52, 58, 55) of the connecting rod (53).

7. Binding head according to Claim 1, characterised in that all three axes (52, 55, 58) of the connecting rod (53) lie in one plane.

8. Binding head according to Claim 1, characterised in that in at least one position of the crank (51), the normal intersecting the two axes (55, 63) of the second lever (54) runs in extension of the normal, which intersects at least two axes (52, 55, 58) of the connecting rod (53).

9. Binding head according to Claim 1, characterised in that in at least one position of the crank (51), the axis (52) of the crankshaft journal, the axis (55) of the pivot point between the connecting rod (53) and the second lever (54) and the axis (63) on the pivot point for transmitting force to the staple guide (9) lie in one plane.

10. Binding head according to Claim 2, characterised in that the cam (71) is arranged in such a way that in the upper dead centre of the staple guide (9), a normal extending from the axis (52) of the crankshaft journal and intersecting the axis (76) of the cam (71) points approximately in the direction of the connecting rod (53).

11. Binding head according to Claim 2, characterised in that the cam (71) is arranged in such a way that in the upper dead centre of the staple driver (18), a normal extending from the axis (41) of the respective crankshaft journal and intersecting the axis (76) of the cam (71) runs in the opposite direction to the connecting rod (53).

12. Binding head according to Claim 10 or 11, characterised in that the axis (43, 47) of the crank (42, 51) supporting the cam (71) is offset to the side in relation to a path, which the pivot point (98, 63) of the connecting rod (39, 53) remote from the crank (42, 51) describes in such a way that the angles formed by the connecting rod (39, 53) in its extreme position with the path, or with a straight approaching line for this path, are not equal.

13. Binding head according to Claim 2, characterised in that cam arrangement (71) is contained in the gear line (53, 54, 36) for operation

of the staple guide (9).

14. Binding head according to Claim 2, characterised in that the cam arrangement (71) is contained in the gear line (53, 54, 36) for operation of the staple driver (18).

Revendications

1. Tête d'agrafage pour une agrafeuse, notamment pour une agrafeuse destinée à l'agrafage d'éléments en carton au moyen d'agrafes en fil d'acier, comportant
fixé à proximité du produit àagrafer (2), un dispositif de guidage pour une guide-agrafe (9) qui est guidé avec possibilité de déplacement en translation à l'intérieur du dispositif de guidage et qui, lors de l'enfoncement de l'agrafe (3), se déplace en direction du produit àagrafer (2) pendant sa course de travail et s'éloigne de celui-ci pendant de sa course à vide,
un chasse-agrafe (9) qui est monté coulissant dans le guide-agrafe (9) et qui, pour chasser l'agrafe (3) tenue et guidée dans le guide-agrafe (9) et enfoncer ladite agrafe (9) dans le produit àagrafer (2), se déplace en direction du produit àagrafer (2) pendant sa course de travail et s'éloigne de celui-ci pendant de sa course à vide,
un mécanisme de bielles (33) qui est entraîné par un dispositif d'entraînement (45, 48), est couplé au guide-agrafe (9) et au chasse-agrafe (8) et imprime à ceux-ci les déplacements synchronisés nécessaires pour enfoncer l'agrafe,
caractérisée par le fait
que le mécanisme de bielles (33) comprend un système à genouillère formé de deux leviers (53, 54) couplés en eux, dont l'un forme une bielle (53) qui est articulée sur une manivelle (51) montée tournante et entraînée par le dispositif d'entraînement (48), dont l'extrémité libre est articulée sur undeuxième levier (54) dont l'extrémité libre est couplée au guide-agrafe (9) et par le fait qu'un levier de guidage (56) est articulé sur la bielle (53) autour d'un axe (58) parallèle à l'axe (52) du maneton de la manivelle, levier de guidage dont l'autre extrémité est montée pivotante autour d'un autre axe (57) fixe par rapport au guide-agrafe (9) de manière telle que, rapporté chaque fois à une même amplitude de déplacement du guide-agrafe (9) et du chasse-agrafe (18), le guide-agrafe (9), au début de sa course de travail se déplace plus rapidement en direction du produit àagrafer (2) et à la fin de sa course de travail plus lentement que le chasse-agrafe (18) .

2. Tête d'agrafage pour une agrafeuse, notamment pour une agrafeuse destinée à l'agrafage d'éléments en carton au moyen d'agrafes en fil d'acier, comportant
 5 fixé à proximité du produit àagrafer (2), un dispositif de guidage pour une guide-agrafe (9) qui est guidé avec possibilité de déplacement en translation à l'intérieur du dispositif de guidage et qui, lors de l'enfoncement de l'agrafe (3) se déplace en direction du produit àagrafer (2) pendant sa course de travail et s'éloigne de celui-ci pendant de sa course à vide,
 10 un chasse-agrafe (9) qui est monté coulissant dans le guide-agrafe (9) et qui, pour chasser l'agrafe (3) qui est tenue et guidée dans le guide-agrafe (9) et pour enfoncer ladite agrafe (9) dans le produit àagrafer (2), se déplace en direction du produit àagrafer (2) pendant sa course de travail et s'éloigne de celui-ci pendant de sa course à vide,
 15 un mécanisme de bielles (33) entraîné par un dispositif d'entraînement (45, 48) qui est couplé au guide-agrafe (9) et au chasse-agrafe (8) et imprime à ceux-ci les déplacements synchronisés nécessaires pour enfoncer l'agrafe, caractérisée par le fait
 20 que le mécanisme de bielles (33) comprend un excentrique (71) qui est disposé entre un maneton (41, 52) et une bielle (39, 53) montée sur celui-ci, lequel excentrique pour une révolution de la manivelle (42, 51) effectue deux tours autour de l'axe (41, 52) du maneton concerné et a un axe (76) qui est parallèle à l'axe (52, 41) du maneton et par le fait que l'excentrique (71) porte un pignon (77) à denture extérieure qui est concentrique à l'axe (41, 52) du maneton concerné et engrène avec une roue à denture intérieure (78) fixe qui est coaxiale à la trajectoire de l'axe (52, 41) du maneton concerné de manière telle que, rapporté chaque fois à une même amplitude de déplacement du guide-agrafe (9) et du chasse-agrafe (18), le guide-agrafe (9), au début de sa course de travail se déplace plus rapidement en direction du produit àagrafer (2) et à la fin de sa course de travail plus lentement que le chasse-agrafe (18).
 30
3. Tête d'agrafage selon la revendication 1, caractérisée par le fait que la distance entre l'axe (52) du maneton et l'axe d'articulation (58) du levier de guidage (56) sur la bielle (53) est égale à 0,75 - 1,5 fois la longueur, de préférence 1 fois la longueur du deuxième levier (54) mesurée entre l'axe (55) de son point d'articulation sur la bielle (53) et son point d'articulation (63) pour la transmission de le force au guide-agrafe (9).
 35
4. Tête d'agrafage selon la revendication 1, caractérisée par le fait que la distance entre l'axe (52) du maneton et l'axe d'articulation (58) du levier de guidage (56) est égale à 0,75 - 1,25 fois la longueur, de préférence 1 fois la longueur du levier (56) mesurée entre son axe (57) fixe et l'axe (58) de son point d'articulation sur la bielle (53).
 40
5. Tête d'agrafage selon la revendication 1, caractérisée par le fait que la distance entre l'axe (55) du point d'articulation du deuxième levier (54) sur la bielle (53) et l'axe (58) du point d'articulation du levier de guidage (56) sur la bielle (53) est égale à 0,6 - 1 fois la longueur, de préférence à 0,8 fois la distance qui sépare l'axe (52) du maneton de l'axe (58) du point d'articulation du levier de guidage (56) sur la bielle (53).
 45
6. Tête d'agrafage selon la revendication 1, caractérisée par le fait que, par rapport à l'axe de rotation (47') de la bielle (51), l'axe (57) du levier de guidage (56) est disposé de manière telle que dans une position au moins de la bielle (51) la normale qui coupe les axes (57, 58) du levier de guidage (56) est perpendiculaire aux normales qui coupent les deux axes (52, 58, 55) de la bielle (53).
 50
7. Tête d'agrafage selon la revendication 1, caractérisée par le fait que les trois axes (52, 55, 58) de la bielle (53) sont situés dans un plan.
 55
8. Tête d'agrafage selon la revendication 1, caractérisée par le fait que dans une position au moins de la bielle (51), la normale qui coupe les deux axes (55, 63) du deuxième levier (54) est située dans le prolongement des normales qui coupent au moins deux axes (52, 55, 58) de la bielle (53).
 60
9. Tête d'agrafage selon la revendication 1, caractérisée par le fait que dans une position au moins de la bielle (51), l'axe (52) du maneton, l'axe (55) du point d'articulation entre la bielle (53) et le deuxième levier (54) et l'axe (63) du point d'articulation pour l'application de la force sur le guide-agrafe (9) sont situés dans un plan.
 65
10. Tête d'agrafage selon la revendication 2, caractérisée par le fait que l'excentrique (71) est disposé de manière telle qu'au point mort haut du guide-agrafe (9) une normale qui part de l'axe (52) du maneton et coupe l'axe (76) de l'excentrique (71) soit orientée sensiblement dans la direction de la bielle (53).
 70

11. Tête d'agrafage selon la revendication 2, caractérisée par le fait que l'excentrique (71) est disposé de manière telle qu'au point mort haut du chasse-agrafe (18) une normale qui part de l'axe (41) du maneton et coupe l'axe (76) de l'excentrique (71) soit orientée dans une direction sensiblement opposée à la bielle (39). 5
12. Tête d'agrafage selon la revendication 10 ou 11, caractérisée par le fait que l'axe (43, 47) de la manivelle (42, 51) qui porte l'excentrique (71) est décalé latéralement par rapport à une trajectoire décrite par le point d'articulation (98, 63) éloigné de la bielle (42, 51) de manière telle que les angles que forme la bielle (39, 53) dans ses positions extrêmes avec la trajectoire ou avec une droite approchée de cette trajectoire soient inégaux. 10 15
13. Tête d'agrafage selon la revendication 2, caractérisée par le fait que l'excentrique (71) est intégré dans le mécanisme (53, 54, 36) d'actionnement du guide-agrafe (9). 20
14. Tête d'agrafage selon la revendication 2, caractérisée par le fait que l'excentrique (71) est intégré dans le mécanisme (53, 54, 36) d'actionnement du chasse-agrafe (18). 25

30

35

40

45

50

55

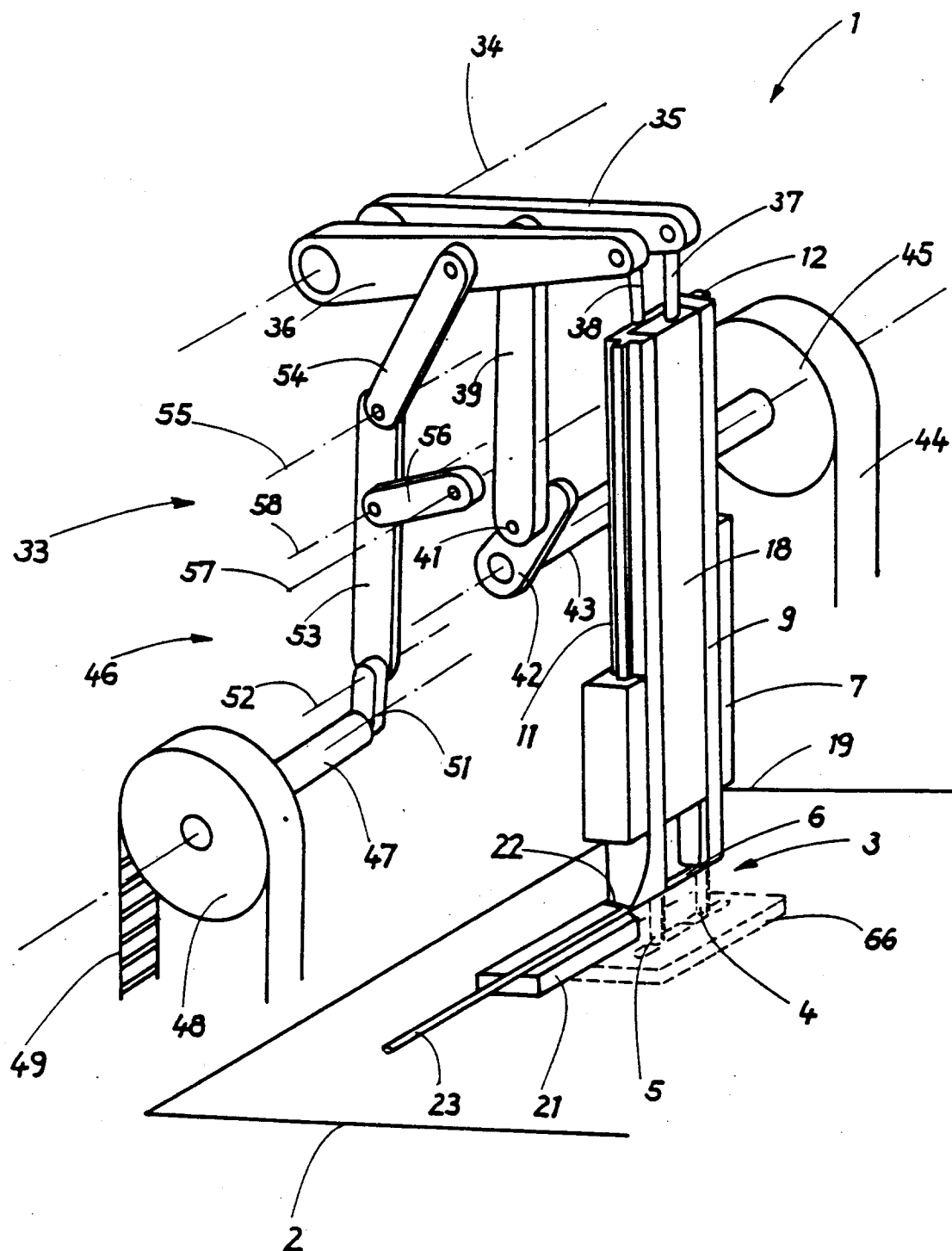
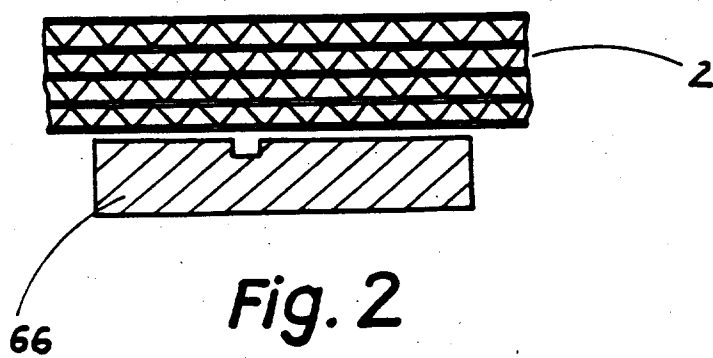
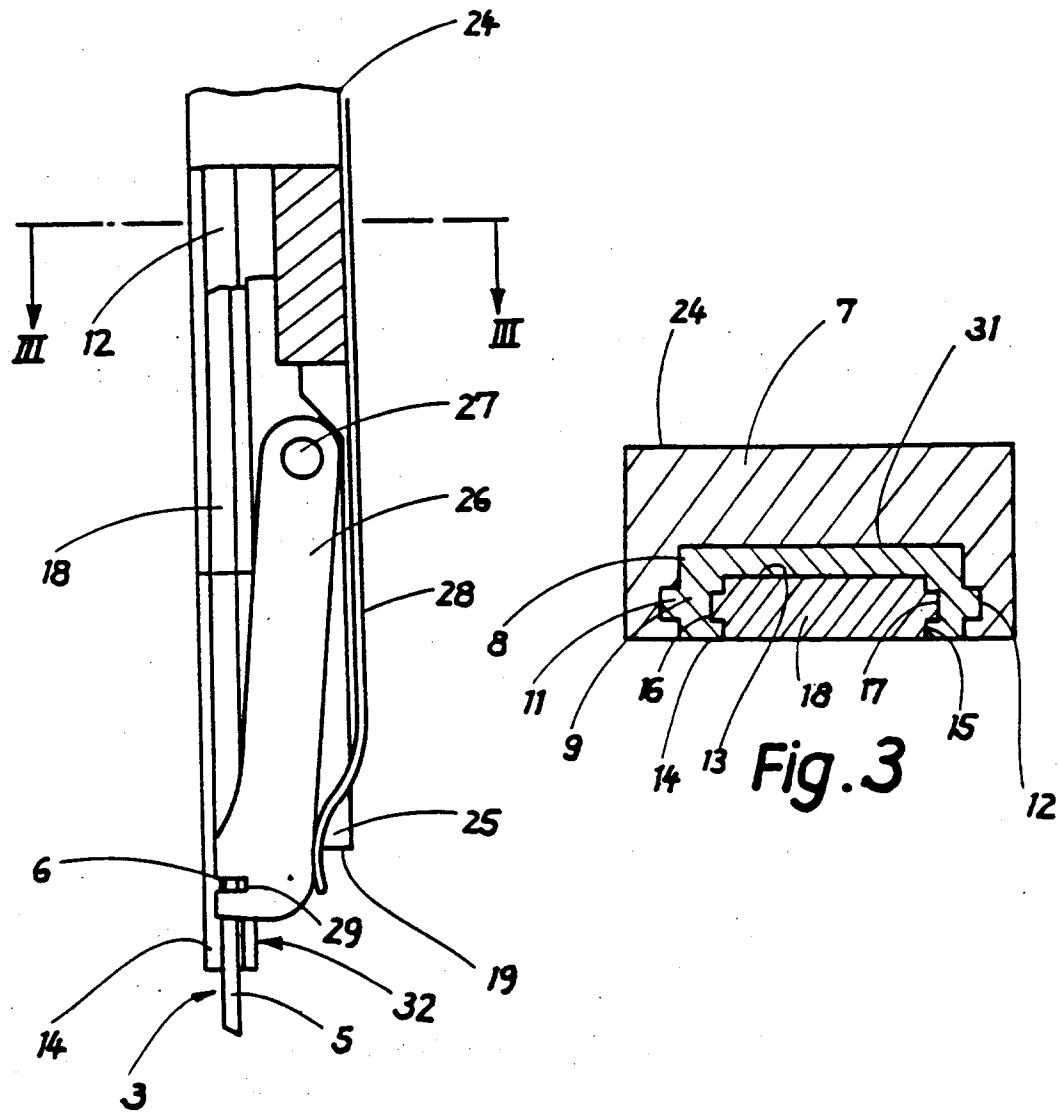


Fig. 1



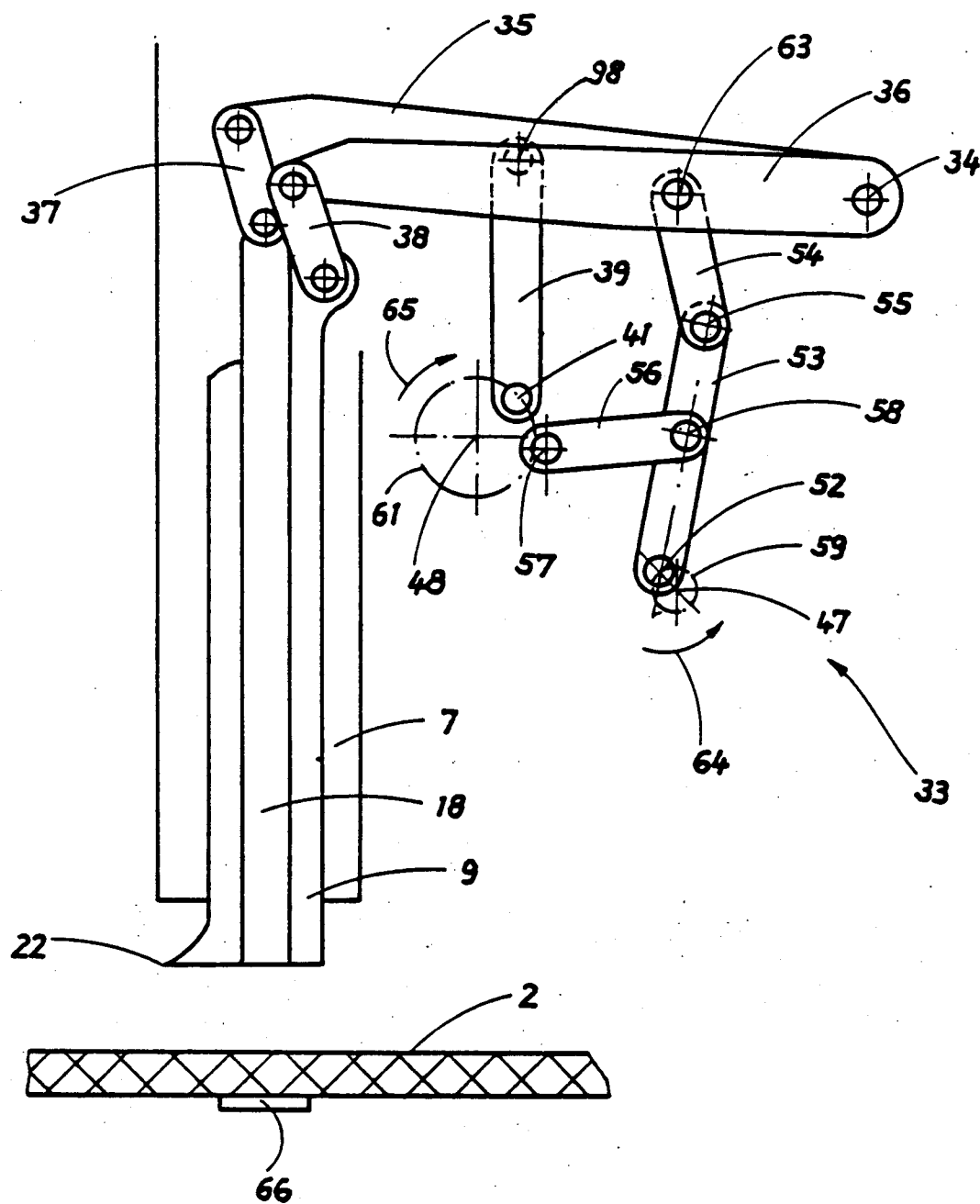


Fig. 4

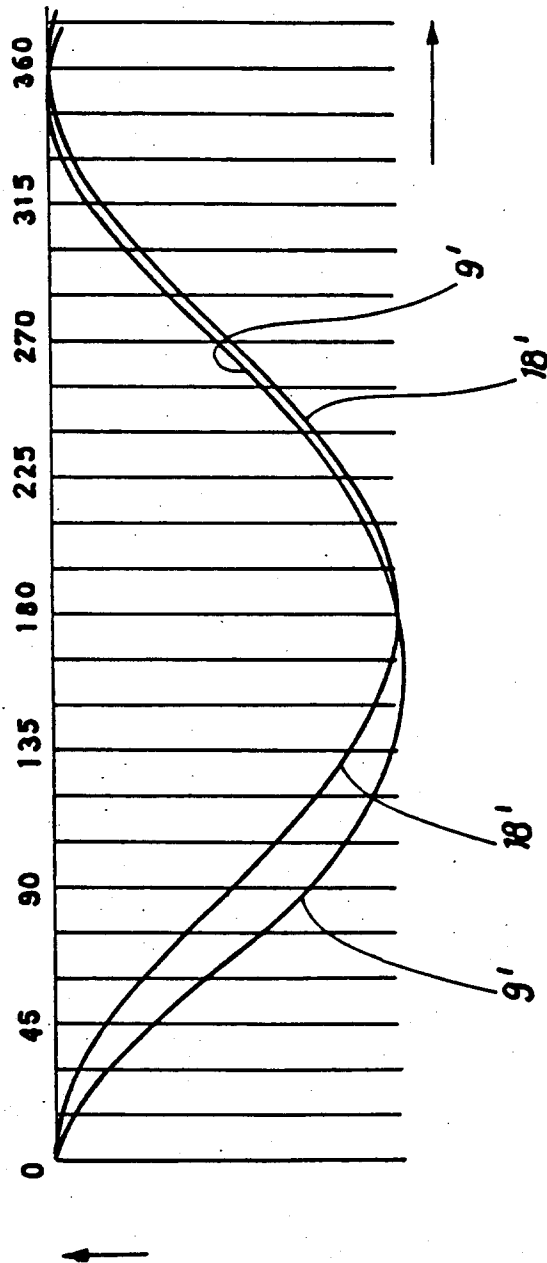


Fig. 5

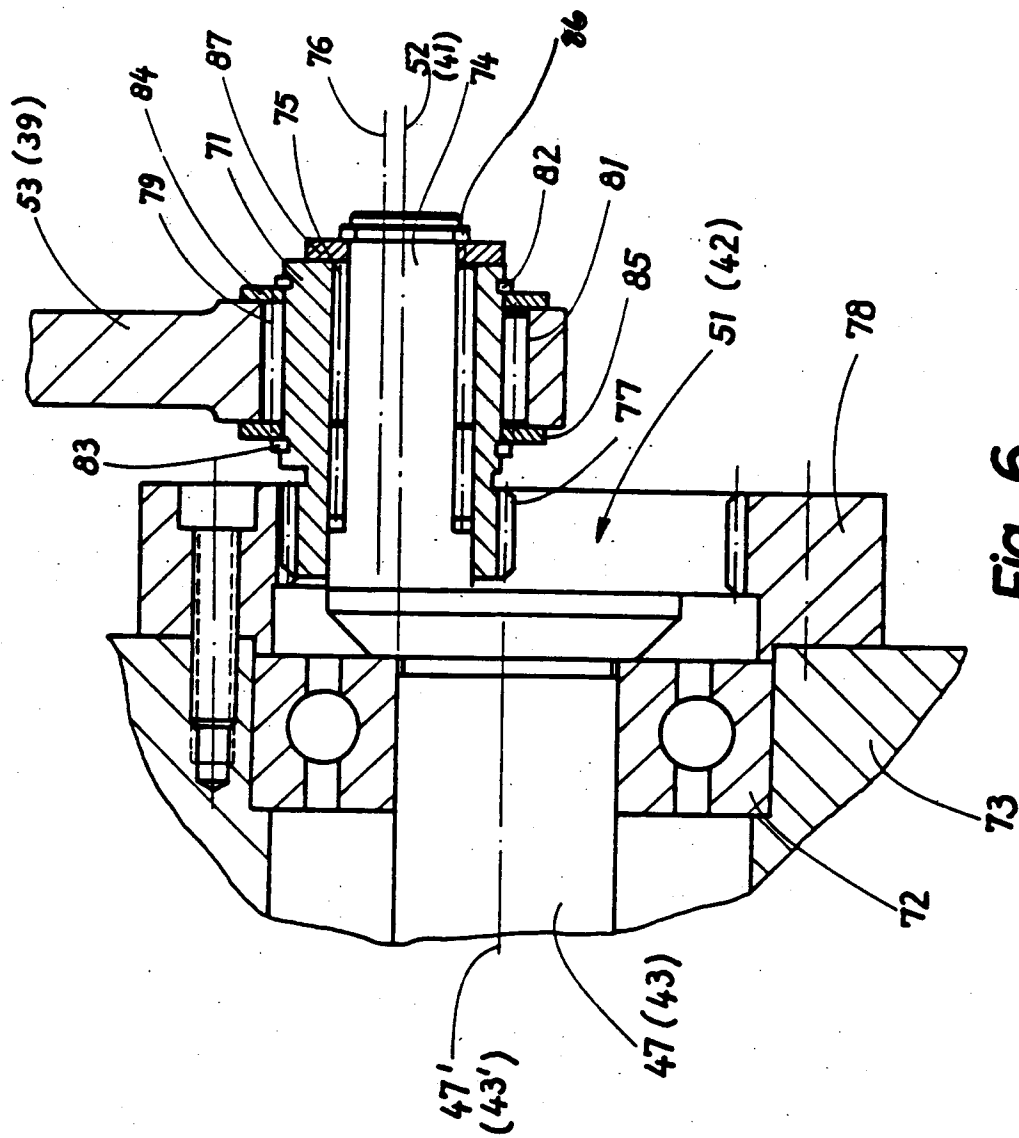


Fig. 6

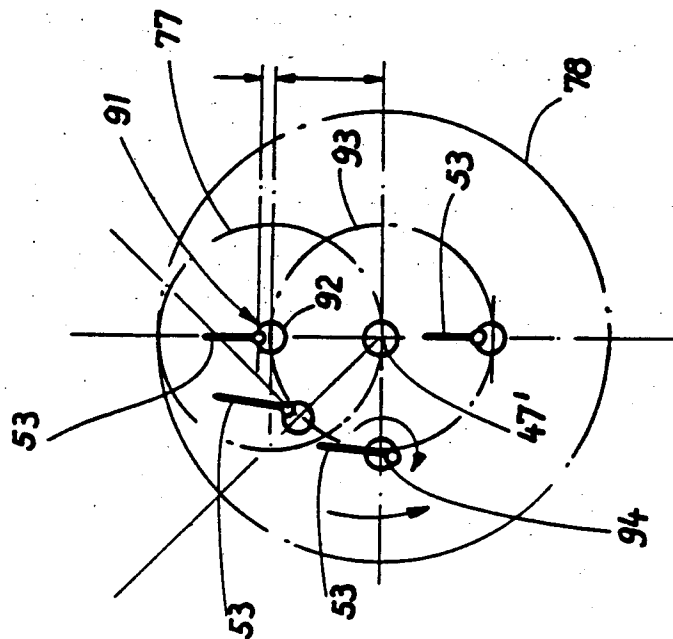


Fig. 7

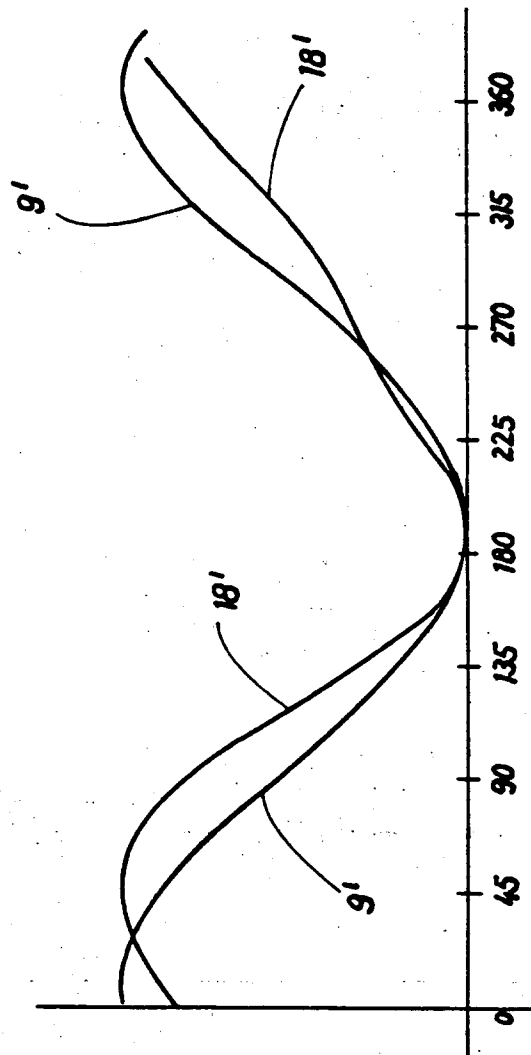


Fig. 8