



SCHWEIZERISCHE EIDGENOSSENSCHAFT  
BUNDESAMT FÜR GEISTIGES EIGENTUM

① CH 668 931 A5

⑤ Int. Cl.⁴: B 24 B 47/10  
B 23 F 23/12  
B 23 Q 5/34

**Erfindungspatent für die Schweiz und Liechtenstein**

Schweizerisch-liechtensteinischer Patentschutzvertrag vom 22. Dezember 1978

⑫ PATENTSCHRIFT A5

⑲ Gesuchsnummer: 4112/85

⑳ Anmeldungsdatum: 23.09.1985

⑳ Priorität(en): 24.09.1984 DD 267557

㉔ Patent erteilt: 15.02.1989

④⑤ Patentschrift veröffentlicht: 15.02.1989

⑦③ Inhaber:  
VEB Werkzeugmaschinenkombinat "7. Oktober"  
Berlin, Berlin (DD)

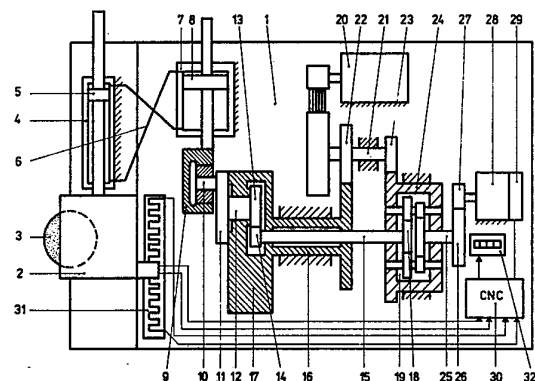
⑦② Erfinder:  
Ulrich, Hans-Joachim, Berlin (DD)

⑦④ Vertreter:  
Bovard AG, Bern 25

⑤④ **Translatorischer Reversierantrieb, insbesondere an einer Zahnflankenschleifmaschine.**

⑤⑦ Auf dem Maschinengestell (1) ist das mechanische Hubgetriebe mit einer Hohlwelle (16) durch die eine Verstellwelle (15) hindurchführt angeordnet. Die Hohlwelle (16) und die Verstellwelle (15) sind über ein Umlaufgetriebe (19) gleichdrehend miteinander verbunden. Die Hohlwelle (16) und der Steg (24) des Umlaufgetriebes (19) werden im festem Drehverhältnis angetrieben. Mit dem Positionierantriebsmotor (28) ist das Umlaufgetriebe (19) verbunden.

Die Lösung ermöglicht eine optimale Anpassung an die Werkstückgeometrie bei gleichzeitiger optimaler Erzeugung der Bearbeitungsgeschwindigkeit.



## PATENTANSPRÜCHE

1. Translatorischer Reversierantrieb an einer Werkzeugmaschine, insbesondere einer Zahnflankenschleifmaschine, welcher mittels eines motorgetriebenen und als Kurbel- oder Kreuzschleifengetriebe ausgebildeten Hubgetriebes direkt oder über ein hydraulisches Wechselstromgetriebe indirekt einen daran angekuppelten und reversierbeweglich geführten Werkzeugträger antreibt, dessen Hubgrösse mittels Radiusveränderung des umlaufenden Kurbelzapfens veränderbar ist, gekennzeichnet dadurch,

dass auf einem Maschinengestell (1) das mechanische Hubgetriebe mit einer Hohlwelle (16), durch die eine Verstellwelle (15) hindurchführt, angeordnet ist, dass die Hohlwelle (16) und die Verstellwelle (15) über ein Umlaufgetriebe (19) gleichdrehend miteinander verbunden sind, Hohlwelle (16) und Steg (24) in festem Drehzahlverhältnis antreibbar sind und eine Welle (25) des Umlaufgetriebes (19) mit einem Positionierantriebsmotor (28) in Verbindung steht, oder

dass die Hohlwelle (16) und die Verstellwelle (15) jeweils mit einem regelbaren Antriebsmotor (33; 34) und einem Winkelmesssystem (37; 38) verbunden sind und das Differenzsignal der Winkelmesssysteme (37; 38) zur Hublängenänderung auf den Regelkreis eines Antriebsmotors (33) geführt ist.

2. Translatorischer Reversierantrieb nach Anspruch 1, gekennzeichnet dadurch, dass die Hohlwelle (16) und die Verstellwelle (15) mit dem Wechselstromgetriebe (6), dessen Primärkolbenfläche mindestens eine Zehnerpotenz grösser als die Sekundärkolbenfläche ist, verbunden sind.

3. Translatorischer Reversierantrieb nach Anspruch 1, gekennzeichnet dadurch, dass auf dem Maschinengestell (1) das Hubgetriebe mit zwei gegensinnig rotierenden Hohlwellen (16) und Verstellwellen (15) angeordnet ist.

## BESCHREIBUNG

Die Erfindung betrifft einen translatorischen Reversierantrieb an einer Werkzeugmaschine gemäss dem Oberbegriff des Patentanspruches 1.

Es ist ein translatorischer Reversierantrieb an Werkzeugmaschinen bekannt (WP F16C/257 200), bei dem die Radiusveränderung des umlaufenden Kurbelzapfens durch einen mitumlaufenden Hydromotor, welcher mit dem Kurbelzapfen in Verbindung steht, erfolgt. Der Kurbelzapfen besitzt ein Führungsstück, an dem ein Sinuslineal angeordnet ist. Durch die den Kurbelzapfen tragende Welle ist konzentrisch ein axial beweglicher, federbelasteter Wegfühler hindurchgeführt, der sich auf dem Sinuslineal abstützt. Der mitrotierende Wegfühler taucht mit seinem freien Ende in einen feststehenden Wegaufnehmer berührungslos ein. Der mitumlaufende Hydromotor ist an einen Lageregelkreis angeschlossen. Dieser besteht aus einem statischen Sollwertgeber und einem, mit dem Kurbelzapfen in Wirkverbindung stehenden, Istwertgeber, welche beide mit ihren Ausgängen vorzeichenbewertet auf ein Vergleichsglied geführt sind, das ausgangsseitig auf ein Operationsverstärker geschaltet ist, welcher ein Servoventil ansteuert, das von einem Druckstromerzeuger beaufschlagt ist und über Steuerleitungen sowie eine Drehdurchführung der den Kurbelzapfen tragenden Welle und Zylinderleitungen bzw. Steuerkanäle an den Hydromotor angeschlossen ist.

An Zahnflankenschleifmaschinen mit schneller Hub- und langsamer Wälzbewegung werden ausserordentlich viel Doppelhübe des Werkzeugträgers und damit Umdrehungen der den Kurbelzapfen tragenden Welle verlangt. Nachteilig ist, dass die Drehdurchführung für die beiden Anschlusslei-

tungen des umlaufenden Hydromotors starkem Verschleiss unterworfen ist. Die am Kurbelzapfen auftretenden Wechselkräfte führen noch zu grösseren Druckschwankungen an den Drehdurchführungen, die sich ebenfalls verschleisserhöhend auswirken. Ausserdem ist die störungsfreie Übertragung digitaler Signale des rotierenden Wegmesssystems sehr aufwendig.

Ein weiterer Nachteil liegt darin, dass für den Lageregelkreis zur Erzeugung der momentanen Hublänge ein Operationsverstärker und ein A-D-Wandler zur Anpassung an die CNC-Steuerung notwendig sind.

Ziel der Erfindung ist, eine höhere Arbeitsproduktivität zu realisieren und die Maschinen-Stillstandszeiten für die Hubgrössenverstellung zu beseitigen.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, einen translatorischen Reversierantrieb an einer Werkzeugmaschine, insbesondere einer Zahnflankenschleifmaschine, zu schaffen, dessen ortsfest angeordnetes Hubgetriebe einen minimalen Verschleiss und eine störungsfreie Hubgrössenverstellung gewährleistet.

Erfindungsgemäss wird diese Aufgabe durch die im kennzeichnenden Teil des Patentanspruches 1 aufgeführten Merkmale gelöst.

In vorzugsweiser Ausgestaltung sind beide Hohl- und Verstellwellen mit einem Wechselstromgetriebe, dessen Primärkolbenfläche mindestens eine Zehnerpotenz grösser als die Sekundärkolbenfläche ist, verbunden.

Für eine weitere Ausgestaltung sieht die Anordnung zweier, gegensinnig rotierenden Hohlwellen und Verstellwellen auf dem Maschinengestell vor.

Die Erfindung soll nachfolgend an drei Ausführungsbeispielen näher erläutert werden.

In der dazugehörigen Zeichnung zeigen:

Fig. 1 die schematische Darstellung einer Zahnflankenschleifmaschine mit mechanischem Reversierantrieb zur Kurbelradiusveränderung unter Anwendung eines Wechselstromgetriebes,

Fig. 2 die schematische Darstellung einer Zahnflankenschleifmaschine mit einem mechanischem Reversierantrieb zur Kurbelradiusveränderung,

Fig. 3 die schematische Darstellung eines mechanischen Reversierantriebes mit zwei Hohl- und Verstellwellen zur Kurbelradiusveränderung.

Das Ausführungsbeispiel gemäss Fig. 1 zeigt den Werkzeugantrieb einer Zahnflankenschleifmaschine, der an einem Maschinengestell 1 angeordnet ist, wobei der Werkzeugträger 2 mit der Kolbenstange des Sekundärzylinders 4 eines Wechselstromgetriebes 6 verbunden ist und eine Hubbewegung ausführt. An der Hohlwelle 16 befindet sich die Scheibe 17 als Trägerelement für den Kurbelzapfen 10. Der Kurbelzapfen 10 ist an der Scheibe 11, die mit der Welle 12 und dem Stirnrad 13 eine Einheit bildet, befestigt. Der Kurbelzapfen 10 ist in der Kreuzschleife 9, die mit dem Primärkolben 8 im Primärzylinder 7 verbunden ist, gelagert. Primärzylinder 7 und Sekundärzylinder 4 sind leitungsmässig miteinander verbunden.

In der Hohlwelle 16 ist die Verstellwelle 15 gelagert. Über das Stirnrad 14 ist die Verstellwelle 15 mit dem Kurbelzapfen 10 getriebemässig formschlüssig verbunden. Die Verbindung der Verstellwelle 15 mit dem Umlaufgetriebe 19 erfolgt durch das Stirnrad 18. Ein drehzahlverstellbarer Antriebsmotor 20 treibt über die Welle 21 mit den Stirnrädern 22; 23 die Hohlwelle 16 und den Steg 24 des Umlaufgetriebes 19 in festem Drehzahlverhältnis an. Die Welle 25 des Umlaufgetriebes 19 ist über die Stirnräder 26; 27 mit dem Positionierantriebsmotor 28 verbunden.

Dieser trägt ein Winkelmesssystem 29, während die momentane Hubstellung des Werkzeugträgers 2 mit dem Wegmesssystem 31 erfasst wird.

Die Wirkungsweise ist folgende: Mittels des Antriebsmotors 20 wird der Hohlwelle 16 und der Verstellwelle 15, beide sind über die Stirnräder 22; 23 formschlüssig verbunden, genau die gleiche Drehzahl erteilt. Die Welle 25 des Umlaufgetriebes 19 führt hierbei keine Drehbewegung aus. Zwischen Hohlwelle 16 und Verstellwelle 15 tritt keine Relativbewegung auf, demzufolge rotiert der Kurbelzapfen 10 ohne Radiusänderung. Mittels der Kreuzschleif 9 wird die Rotation des Kurbelzapfens 10 in die Hubbewegung des Primärkolbens 8 im Primärzylinder 7 transformiert und über leitungs-mässige Verbindungen auf den Sekundärkolben 5 im Sekundärzylinder 4 zum Werkzeugträger 2 übertragen. Der Werkzeugträger 2 führt eine sinusförmige Bewegung mit konstanter Hublänge aus.

Wird über den Positionierantriebsmotor 28 eine Drehbewegung auf die Welle 25 des Umlaufgetriebes 19 geleitet, tritt eine Relativbewegung zwischen Verstellwelle 15 und Hohlwelle 16 auf, die eine Kurbelradiusänderung des Kurbelzapfens 10 bewirkt. Der am Winkelmesssystem 29 erfasste Wert ist ein Mass für die Hublängenänderung. Damit kann nach Verarbeitung in der CNC-Steuerung 30 die Hublänge in der Anzeigeeinheit 32 dargestellt werden.

Soll mittels zeitabhängiger Kurbelradiusänderung der Geschwindigkeitsverlauf des Werkzeugträgers 2 beeinflusst werden, muss mittels des Wegmesssystems 31 des Werkzeugträgers 2 dessen momentane Lage erfasst werden und in Abhängigkeit davon durch die CNC-Steuerung 30 der Positionierantriebsmotor 28 entsprechend den geforderten Sollwerten betrieben werden.

Von Vorteil ist bei den hier dargestellten Grössenverhältnissen am Wechselstromgetriebe, dass die Kolbenfläche des Primärkolbens 8 mehr als eine Zehnerpotenz grösser ist als die Kolbenfläche beim Sekundärzylinder 5. Die Hubwerte an der Kreuzschleife 9 werden dann so klein, dass praktisch keine durch den Antrieb verursachten Massenkräfte auf das Maschinengestell 1 einwirken.

Das Ausführungsbeispiel gem. Fig. 2 zeigt den Werkzeugantrieb einer Zahnflankenschleifmaschine mit mechanischem Reversierantrieb. Der Werkzeugträger 2 am Maschinengestell 1 ist über eine Kreuzschleife 9 mit dem Kurbelzapfen 10 verbunden. Die Rotation des Kurbelzapfens 10 wird direkt in die Hubbewegung des Werkzeugträgers 2 transformiert. Der Kurbelzapfen 10 ist mit dem Schlitten 42 verbunden, der mittels einer Spindel 41 und der Kegelräder

39; 40 radial auf der Scheibe 17 verschoben wird. Die Scheibe 17 und die Riemenscheibe 35 sind ein Teil der Hohlwelle 16. In der Hohlwelle 16 ist die Verstellwelle 15, an der die Riemenscheibe 36 und das Kegelrad 39 befestigt sind, gelagert. Die Riemenscheiben 35; 36 stehen formschlüssig mit den gleichen Winkelmesssystemen 37; 38 im Eingriff und besitzen einen eigenen regelbaren Antriebsmotor 33; 34. Die Antriebsmotoren 33; 34, sowie die Winkelmesssysteme 37; 38 stehen mit der CNC-Steuerung 30 in Verbindung, in der auch das Differenzsignal der Winkelmesssysteme 37; 48 ausgewertet wird.

Die Wirkungsweise ist wie folgt: Die Hubfrequenz wird in die CNC-Steuerung 30 eingegeben, entsprechend wird die Drehzahl des Antriebsmotors 33 eingeregelt. Damit die Hublänge konstant bleibt, müssen Hohlwelle 16 und Verstellwelle 15 die gleiche Drehzahl besitzen. Das Differenzsignal «Null» der beiden Winkelmesssysteme 37; 38 wird jetzt als Führungsgrösse für die Drehzahlregelung des Antriebsmotors 34 der Verstellwelle 15 verwendet. Zur Hublängenänderung, die hier mit der Kurbelradiusänderung identisch ist, wird ein bestimmtes Differenzsignal der beiden Winkelmesssysteme 37; 38 vorgegeben und über die Drehzahlregelung des Antriebsmotors 34 ausgeführt. Die Hublängenänderung ist direkt dem Differenzsignal proportional. Mittels Speicher wird durch Addieren bzw. Subtrahieren der Differenzsignale der Absolutwert der Hublänge errechnet und in der Anzeigeeinheit 32 dargestellt.

Das Ausführungsbeispiel gem. Fig. 3 zeigt eine Kreuzschleife 9 mit zwei gegensinnig rotierenden Kurbelzapfen 10.

Beide Kurbelzapfen 10 sind getriebemässig formschlüssig mit den Verstellwellen 15 radiusverstellbar verbunden, die jeweils in den Hohlwellen 16 angeordnet sind. Der Antriebsmotor 43 wirkt über die Schnecke 45 und Schneckenräder 47 auf die Hohlwelle 16, der Antriebsmotor 44 wirkt über die Schnecke 45 und Schneckenräder 48 auf die Verstellwellen 15. Durch die jeweils beidseitige Anordnung der Schneckenräder 47; 48 bezüglich der Schnecke 45; 46 wird eine gegensinnige Rotation erzeugt und das gesamte Antriebssystem besitzt so Symmetrieeigenschaften. Damit wird über beide Kurbelzapfen 10 zwangsläufig exakt der gleiche Kurbelradius eingestellt. An den beiden Kurbelzapfen 10 treten damit auch die gleichen Kräfte in horizontaler und vertikaler Richtung auf. Die horizontalen Kräfte heben sich zwangsweise auf, die vertikalen addieren sich. Somit wird ein ruhiger Lauf des Antriebes erzeugt und die Kurbelzapfen 10 und Verstell-elemente werden nur halb so stark belastet.



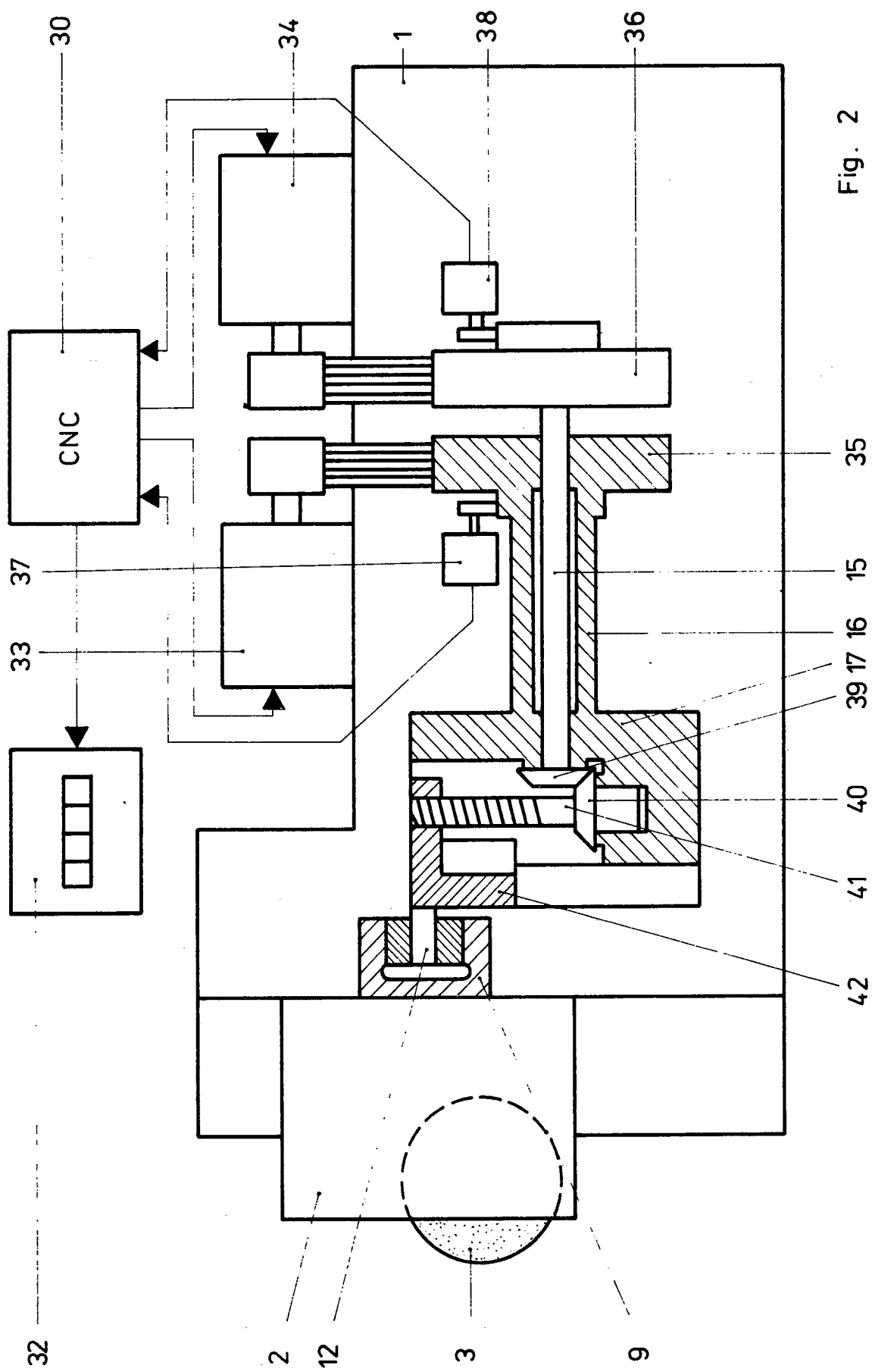


Fig. 2

