

(12) NACH DEM VERTRAG ÜBER DIE INTERNATIONALE ZUSAMMENARBEIT AUF DEM GEBIET DES PATENTWESENS (PCT) VERÖFFENTLICHTE INTERNATIONALE ANMELDUNG

(19) Weltorganisation für geistiges Eigentum

Internationales Büro

(43) Internationales Veröffentlichungsdatum  
13. Oktober 2016 (13.10.2016)



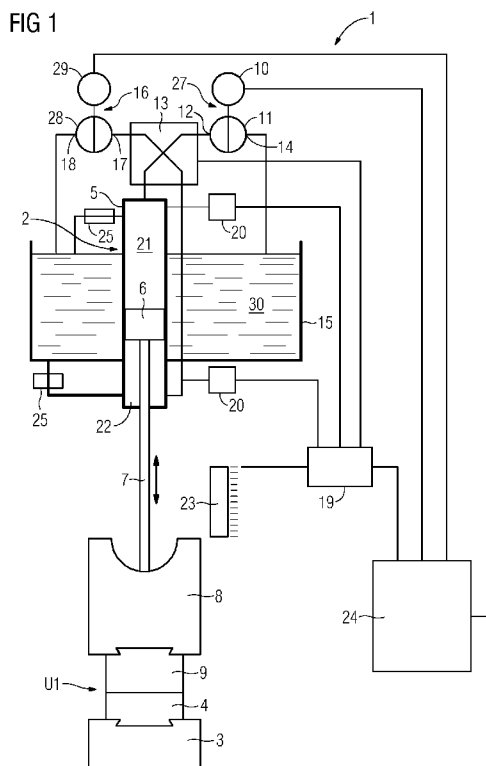
(10) Internationale Veröffentlichungsnummer  
**WO 2016/162184 A1**

- (51) **Internationale Patentklassifikation:**  
*B21J 7/28* (2006.01)      *B21J 9/20* (2006.01)  
*B21J 7/46* (2006.01)      *B30B 15/16* (2006.01)  
*B21J 9/12* (2006.01)      *B21J 11/00* (2006.01)
- (21) **Internationales Aktenzeichen:** PCT/EP2016/055950
- (22) **Internationales Anmeldedatum:**  
18. März 2016 (18.03.2016)
- (25) **Einreichungssprache:** Deutsch
- (26) **Veröffentlichungssprache:** Deutsch
- (30) **Angaben zur Priorität:**  
10 2015 105 400.0 9. April 2015 (09.04.2015) DE
- (71) **Anmelder:** LANGENSTEIN & SCHEMANN GMBH [DE/DE]; Hahnweg 139, 96450 Coburg (DE).
- (72) **Erfinder:** OTTO, Markus; Beuerfelder Straße 67, 96268 Lautertal (DE).
- (74) **Anwalt:** SCHRÖER, Gernot H.; Meissner Bolte Patentanwälte Rechtsanwälte Partnerschaft mbB, Bankgasse 3, 90402 Nürnberg (DE).
- (81) **Bestimmungsstaaten** (soweit nicht anders angegeben, für jede verfügbare nationale Schutzrechtsart): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JP, KE, KG, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.
- (84) **Bestimmungsstaaten** (soweit nicht anders angegeben, für jede verfügbare regionale Schutzrechtsart): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), eurasisches (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), europäisches (AL, AT, BE, BG, CH,

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

(54) **Title:** FORMING MACHINE, IN PARTICULAR FORGING HAMMER, AND METHOD FOR CONTROLLING A FORMING MACHINE

(54) **Bezeichnung :** UMFORMMASCHINE, INSBESONDERE SCHMIEDEHAMMER, UND VERFAHREN ZUM STEuern EINER UMFORMMASCHINE



(57) **Abstract:** The present invention relates, in particular, to a forging hammer (1) comprising a striker (8, 9) and a hydraulic linear drive (2, 13, 16, 19, 27) that is coupled to the striker (8, 9) and is designed to drive the striker (8, 9), which drive comprises a hydraulic circuit having a servo-motor hydro pump (27), a hydraulic cylinder (2), in particular a differential cylinder (2), which is fluidically connected downstream of the hydro pump (27) via a directional valve module (13), and a servo-motor hydro generator (16), which is fluidically connected downstream of the hydraulic cylinder (2) via the directional valve module (13), and comprising in addition a control unit (19) configured at least for the simultaneous control (19) of the hydro pump (27), the hydro generator (16) and the directional valve module (13).

(57) **Zusammenfassung:** Die zu Grunde liegende Erfindung betrifft insbesondere einen Schmiedehammer (1) mit einem ein Schlagwerkzeug (8, 9) und einen mit dem Schlagwerkzeug (8, 9) gekoppelten und zum Antrieb des Schlagwerkzeugs (8, 9) ausgebildeten hydraulischen Linearantrieb (2, 13, 16, 19, 27) mit einem Hydraulikkreis umfassend eine servomotorische Hydropumpe (27), einen über ein Wegeventilbaugruppe (13) der Hydropumpe (27) fluidtechnisch nachgeschalteten Hydraulikzylinder (2), insbesondere Differentialzylinder (2), und einen über die Wegeventilbaugruppe (13) dem Hydraulikzylinder (2) fluidtechnisch nachgeschalteten

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

WO 2016/162184 A1

CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE,  
IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO,  
RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI,  
CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD,  
TG).

**Veröffentlicht:**

— mit internationalem Recherchenbericht (Artikel 21 Absatz  
3)

UMFORMMASCHINE, INSBESONDERE SCHMIEDEHAMMER, UND VERFAHREN  
ZUM STEUERN EINER UMFORMMASCHINE

**Beschreibung**

Die zu Grunde liegende Erfindung betrifft eine Umformmaschine, insbesondere Schmiedehammer, sowie ein Verfahren zum Steuern einer entsprechenden Umformmaschine.

- 5 Zum Antrieb von Umformmaschinen wie Schmiedehämmern sind unterschiedliche Antriebskonzepte bekannt. Beispielsweise ist es aus der DE 20 2014 104 509 U1 bekannt, dass Schmiedehämmer mit elektrischen Linearmotoren betrieben werden können.
- 10 Ferner beschreibt die DE 20 2014 104 509 U1, dass Schmiedehämmer mit hydraulischen Linearmotoren, sprich Hydraulikzylindern, betrieben werden können. Zur Speisung des Hydraulikzylinders mit Hydraulikflüssigkeit kann, wie bei der DE 20 2014 104 509 U1 ein Druckspeicher verwendet werden.
- 15 Die EP 0 116 024 B1 beschreibt im Zusammenhang mit hydraulischen Maschinen die Verwendung eines Druckspeichers und Hydraulikmotors zum Betrieb von Hydraulikzylindern. Die EP 0 116 024 B1 beschreibt ferner, dass im hydraulischen System beim Betrieb von hydraulischen Maschinen gespeicherte elastische Energie durch einen fluidtechnisch parallel zur Hydraulikpumpe geschalteten Hydraulikgenerator in elektrische Energie umgewandelt werden  
20 kann, wobei zur Erzeugung der elektrischen Energie der Hydraulikgenerator mit dem Hydraulikkreis verbunden wird.

- Die bekannten Umformmaschinen, insbesondere Schmiedehämmer, lassen  
25 durchaus Raum für Verbesserungen und Variationen im Hinblick auf Antrieb, Energieeffizienz und erreichbare Arbeitsgeschwindigkeiten.

Insoweit kann eine Aufgabe der vorliegenden Erfindung insbesondere darin gesehen werden, die bekannten Umformmaschinen, insbesondere im Hinblick auf Antrieb, Energieeffizienz und/oder erreichbare Arbeitsgeschwindigkeiten, weiterzubilden und/oder zu verbessern.

5

Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß insbesondere gelöst durch Ausgestaltungen entsprechend der Merkmale nach Patentanspruch 1, 8 und/oder 15. Weitere Ausgestaltungen, Weiterbildungen und Varianten ergeben sich insbesondere aus den abhängigen Ansprüchen sowie aus der nachfolgenden Beschreibung  
10 von Ausführungsbeispielen.

Nach einer Ausgestaltung gemäß Patentanspruch 1 ist eine Umformmaschine, bei welcher es sich insbesondere oder bevorzugt um einen Schmiedehammer handeln kann, vorgesehen. Die Umformmaschine ist entsprechend eingerichtet  
15 bzw. ausgebildet zur Umformenden, insbesondere schmiedenden, Bearbeitung von Werkstücken.

Die Umformmaschine gemäß der Ausgestaltung nach Patentanspruch 1 umfasst ein Schlagwerkzeug, beispielsweise ein Ober-, Untergesenk und/oder Bären,  
20 welches z.B. als solches als Umformwerkzeug ausgebildet sein kann, oder ein Umformwerkzeug aufweisen kann, und/oder eine Schnittstelle zur Aufnahme, insbesondere Befestigung, eines Umformwerkzeugs aufweisen kann.

Die Umformmaschine umfasst ferner einen zum Antrieb des Schlagwerkzeugs  
25 ausgebildeten und zum Zwecke des Antriebs des Schlagwerkzeugs mit diesem gekoppelten hydraulischen Linearantrieb. Unter einem hydraulischen Linearantrieb sollen im Sinne dieser Anmeldung Antriebe verstanden werden, welche insbesondere dazu ausgebildet sind, hydraulische Energie in kinetische Energie einer Linearbewegung umzuwandeln. Beispielsweise kann der hydraulische Li-  
nearantrieb einen durch ein Hydraulikfluid angetriebenen und als Linearmotor  
30 wirkenden Hydraulikzylinder umfassen. Bei einer hierin vorgeschlagenen Lösung wird als Hydraulikzylinder ein Differentialzylinder vorgeschlagen, welcher beispielsweise einen in einem Zylinderrohr geführten Kolben mit einer einseitig

davon sich erstreckenden Kolbenstange aufweisen kann, an welcher das Schlagwerkzeug, insbesondere der Bär, festgelegt sein kann. Angemerkt soll an dieser Stelle werden, dass sich die Erfindung auch auf beliebige Hydraulikzylinder anwendbar ist.

5

Ein an einer von der Kolbenstange abgewandten Seite des Kolbens des Hydraulikzylinders ausgebildeter oder in Betriebszuständen sich ausbildender erster Fluidraum wird üblicherweise, und insbesondere im Sinne der zu Grunde liegenden Erfindung als Kolbenraum bezeichnet. Üblicherweise, und im Sinne der zu Grunde liegenden Erfindung wird ein in einem Betriebszustand des Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinders, zwischen Kolben und Zylinderrohr ausgebildeter zweiter Fluidraum durch welchen sich die Kolbenstange erstreckt, oder durch welchen sich die Kolbenstange erstrecken kann, als Ringraum bezeichnet.

15

Der hydraulische Linearantrieb umfasst einen Hydraulikkreis mit einer servomotorischen Hydropumpe, d.h. eine zu dessen Betrieb mit einem motorisch betriebenen Servomotor gekoppelte Hydraulikpumpe. Die servomotorische Hydropumpe ist derart eingerichtet, dass Pumpendrehzahl bzw. Pumpenleistung durch den Servomotor gesteuert werden kann/können.

20

Die servomotorische Hydropumpe kann unter Verwendung der hierin vorgeschlagenen Wegeventilbaugruppe als unidirektionale servomotorische Hydropumpe eingerichtet und in den Hydraulikkreis integriert sein. Unter dem Begriff unidirektional soll im Hinblick auf die Hydropumpe insbesondere verstanden werden, dass im Betrieb der Umformmaschine Hydraulikfluid stets in gleicher Flussrichtung durch die Pumpe fließt, bzw. dass die Hydropumpe in jeweils einem oder mehreren aufeinanderfolgenden Arbeitszyklen des Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinders, mit der gleichen Pumpenrichtung oder Drehrichtung betrieben wird. Die unidirektionale Flussrichtung bzw. Pumprichtung kann insbesondere definiert sein durch eine Flussrichtung von einem, insbesondere zentralen, Hydrauliktank zum Hydraulikzylinder, insbe-

30

sondere Differentialzylinder, insbesondere zum Kolbenraum oder zum Ringraum des Differentialzylinders.

Durch eine fluidtechnisch unidirektionale Hydropumpe können insbesondere  
5 vorteilhafte Steuerzeiten für die dem Hydrauliksystem zur Verfügung gestellten bzw. die vom Hydrauliksystem erforderlichen Volumenströme erreicht werden.

Bei der Hydraulikpumpe kann es sich insbesondere um eine Konstantpumpe, d.h. eine Hydraulikpumpe mit konstantem Verdrängungsvolumen, handeln.

10

Durch die hierin vorgeschlagene servomotorische Hydropumpe können Volumenstrom und/oder Druck des Hydraulikfluids im Hydraulikkreis vergleichsweise präzise und schnell an jeweilige Erfordernisse angepasst und entsprechend eingestellt werden. Letzteres ist insbesondere für die bei Schmiedehämmern  
15 auftretenden vergleichsweise hohen Kolbengeschwindigkeiten und Kolbenbeschleunigungen von entscheidendem Vorteil. Insbesondere können Pumpendrehzahl oder Hydraulikleistung der Hydropumpe unter Einhaltung vergleichsweise kurzer Steuerzeiten an die während eines Schmiedezyklus aufeinanderfolgenden Bewegungsphasen optimal angepasst und den jeweiligen Anforderungen  
20 entsprechend eingestellt werden.

Durch eine entsprechend genaue und zeitlich präzise Steuerung des Hydraulikkreises kann ferner das Bewegungsprofil des Kolbens, beispielsweise die Geschwindigkeit, insbesondere die unmittelbar vor Auftreffen des Bären oder  
25 Werkzeugs auf ein Werkstück erreichte Endgeschwindigkeit, vergleichsweise genau eingestellt bzw. gesteuert werden. Das wirkt sich letztendlich vorteilhaft auf das erreichbare Schmiede- oder Umformergebnis aus, und es kann vorteilhafter Weise ein energieeffizienter Betrieb erreicht werden.

30 Insbesondere bei Schmiedehämmern kann die Hydraulikpumpe des hydraulischen Lineartriebs ausgelegt sein für vergleichsweise hohe Volumenströme von beispielsweise 100 l/min bis 500 l/min oder mehr. Insbesondere können bei noch größeren Volumenströmen mehrere fluidtechnisch parallel geschaltete

Hydraulikpumpen verwendet werden. Ein Druckbereich, in welchen die Hydraulikpumpen arbeiten, sprich ein Hydraulikpumpendruck, kann im Bereich zwischen 190 – 220 bar liegen.

- 5 Wie bereits erwähnt, umfasst der hydraulische Lineartrieb einen hydraulisch arbeitenden oder hydraulisch betreibbaren Hydraulikzylinder, insbesondere Differentialzylinder, insbesondere einen doppelwirkenden Hydraulikzylinder mit einseitig des Kolbens sich erstreckender Kolbenstange. Der Hydraulikzylinder, insbesondere Differentialzylinder, oder allgemein formuliert der hydraulische Lineararmotor, ist fluidtechnisch mit einer Wegeventilbaugruppe, d.h. eine
- 10 Baugruppe umfassend zumindest ein, insbesondere direkt gesteuertes oder vorgesteuertes, Wegeventil, verbunden, und über die Wegeventilbaugruppe der Hydropumpe fluidtechnisch nachgeschaltet angeordnet. Das bedeutet, dass der Hydraulikzylinder, insbesondere Differentialzylinder, durch die Hydropumpe
- 15 im Betrieb mit Hydraulikfluid beaufschlagt werden kann.

- Über die Wegeventilbaugruppe verbunden soll insbesondere bedeuten, dass der ein erster Fluidraum, z.B. der Kolbenraum des Differentialzylinders, in einer Schaltstellung eines (Wege-)Ventils oder einer (Wege-)Ventilgruppe mit
- 20 Hydraulikfluid versorgt oder beaufschlagt werden kann, in einer anderen Schaltstellung vom Differentialzylinder getrennt sein kann, und/oder in einer wieder anderen Schaltstellung mit einem zweiten Fluidraum, z.B. dem Ringraum des Differentialzylinders, fluidtechnisch verschaltet sein kann. Insbesondere soll erwähnt werden, dass die Wegeventilbaugruppe zwei, z.B. genau
- 25 zwei, Schaltstellungen aufweisen kann, wobei in einer ersten Schaltstellung die Hydropumpe mit dem ersten Fluidraum, insbesondere Kolbenraum, und in einer zweiten Schaltstellung mit dem zweiten Fluidraum, insbesondere Ringraum des Differentialzylinders, verbunden ist. Weitere bzw. detailliertere Ausführungen zur Verschaltung ergeben sich auch aus weiter unten beschriebenen Aus-
- 30 führungen.

Der Hydraulikkreis umfasst ferner einen servomotorischen Hydrogenerator, d.h. einen mit einem generatorisch arbeitenden Servomotor gekoppelten Hyd-

romotor. Der Hydrogenerator kann beispielsweise für Volumenströme im Bereich von 300l/min ausgelegt sein. Bei höheren Volumenströmen können mehrere fluidtechnisch parallel geschaltete Hydrogeneratoren bzw. Hydromotoren verwendet werden.

5

Der servomotorische Hydrogenerator ist insbesondere derart ausgebildet und in den Hydraulikkreis geschaltet, dass bei Beaufschlagung mit Hydraulikfluid bei ordnungsgemäßem Betrieb der Umformmaschine generatorisch arbeiten, d.h. aus hydraulischer Energie elektrische Energie erzeugen. Dabei kann der Hydromotor aus hydraulischer Energie mechanische Arbeit zum Antrieb des generatorisch arbeitenden Servomotors, sprich Servogenerators, erzeugen, wobei der Servogenerator die mechanische Energie in elektrische Energie umwandeln kann.

Der servomotorische Hydrogenerator kann unter Verwendung der hierin vorgeschlagenen Wegeventilbaugruppe als unidirektionaler servomotorische Hydrogenerator eingerichtet und in den Hydraulikkreis integriert sein. Zum Begriff unidirektional wird auf obige Ausführungen verwiesen. Insbesondere soll im Hinblick auf den Hydrogenerator darunter verstanden werden, dass im Betrieb der Umformmaschine Hydraulikfluid stets in gleicher Flussrichtung durch die den Hydromotor fließt, bzw. dass der Hydromotor in jeweils einem oder mehreren aufeinanderfolgenden Arbeitszyklen des Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinders, mit der gleichen Drehrichtung bzw. Flussrichtung des Hydraulikfluids betrieben wird. Die unidirektionale Flussrichtung bzw. Drehrichtung kann insbesondere definiert sein durch eine Flussrichtung vom Hydraulikzylinder, insbesondere Differentialzylinder, insbesondere Kolbenraum oder zum Ringraum, zu einem, beispielsweise zentralen, Hydrauliktank des Hydrauliksystems.

Es ist vorgesehen, dass der Hydrogenerator über die Wegeventilbaugruppe dem Hydraulikzylinder, insbesondere Differentialzylinder, fluidtechnisch nachgeschaltet ist. Insgesamt können so fluidtechnische Verschaltungen von Hydropumpe, Hydraulikzylinder, insbesondere Differentialzylinder, und Hydrogene-

rator erreicht werden, in welchen Hydropumpe, Differentialzylinder und Hydrogenerator in Wesentlichen stets oder in einem oder mehreren vorgegebenen Zeitabschnitten während eines Arbeitszyklus des Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinders, in Reihe geschaltet sind, was bedeuten soll, dass in  
5 einen Fluidraum des Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinders, einfließendes Hydraulikfluid stets durch die Hydropumpe bereitgestellt wird, und vom Hydraulikzylinder, insbesondere Differentialzylinder, abfließendes Hydraulikfluid stets über den Hydrogenerator abgeführt wird.

10 Durch die Verwendung und Einbindung des servomotorischen Hydrogenerators ist es möglich, dem vom Hydraulikzylinder, insbesondere Differentialzylinder, abfließenden Hydraulikfluid entsprechend der jeweiligen Ansteuerung des generatorisch arbeitenden Servomotors des Hydrogenerators, hydraulische Energie zu entziehen. Insbesondere kann durch eine entsprechende Drehmoment-  
15 regelung des generatorisch arbeitenden Servomotors der Hydrogenerator als hydraulische Bremse für den Kolben des Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinders, betrieben werden. Insbesondere ist es möglich, den Kolben, und damit das Schlagwerkzeug aktiv zu bremsen.

20 Damit ist es mit der hierin vorgeschlagenen Anordnung und hydraulischen Verschaltung von Hydromotor und Hydrogenerator möglich, den Kolben im Wesentlichen zu jedem Zeitpunkt während des Arbeitszyklus durch entsprechende Steuerung aktiv zu beschleunigen und aktiv zu bremsen, ohne dass eine Um-  
25 steuerung, d.h. Drehrichtungsumkehr an Hydropumpe oder Hydrogenerator erforderlich wäre. Insbesondere letzteres wirkt sich vorteilhaft auf die Energieeffizienz und die erreichbare Steuerungsgenauigkeit und -geschwindigkeit aus, und kann letztendlich auch zu Verbesserungen in der Umformqualität führen.

30 Abgesehen davon, dass der Hydrogenerator als aktive hydraulische Bremse für den Kolben eingesetzt werden kann, kann der Hydrogenerator auch zur Energierückgewinnung verwendet werden, dadurch, dass überflüssige elastische

Energie aus dem Hydrauliksystem durch entsprechende Steuerung des Hydrogenerators entzogen wird.

Die Umformmaschine umfasst des Weiteren zumindest eine zur, insbesondere  
5 zumindest abschnittsweise oder zeitlich überlappend gleichzeitigen, Steuerung  
zumindest der Hydropumpe, des Hydrogenerators und der Wegeventilbaugruppe  
ausgelegte und ausgebildete Steuereinheit.

Insbesondere ist es durch entsprechende Ansteuerung der Wegeventilbaugruppe  
10 pe mittels der Steuereinheit möglich Hydropumpe, Hydrogenerator und Wege-  
ventilbaugruppe, über einen gesamten Arbeitszyklus des Differentialzylinders  
hinweg oder zumindest über einen wesentlichen Teil des Arbeitszyklus in Reihe  
zu schalten, so dass eine definierte und vergleichsweise genaue Bewegungs-  
steuerung des Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinders, durch  
15 hydraulische Kopplung des Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinders,  
an die Hydropumpe erreicht werden kann. Gleichzeitig bzw. parallel dazu  
kann, insbesondere über den gesamten Arbeitszyklus hinweg, im Hydrauliksys-  
tem bzw. Hydraulikkreis gespeicherte oder erzeugte elastische oder hydraulische  
Energie durch entsprechende Steuerung des Hydrogenerators in elektri-  
20 sche Energie umgewandelt werden.

Es zeigt sich, dass durch die hierin vorgeschlagene fluidtechnische Verschaltung  
von Hydropumpe, Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinder,  
und Hydrogenerator ein gleichzeitiger Betrieb von Hydropumpe und Hydroge-  
25 nerator umgesetzt werden kann, mit vorteilhaften Auswirkungen auf Steuer-  
ungspräzision und Energieeffizienz der Umformmaschine.

Insbesondere bei Schmiedehämmern mit vergleichsweise hohen Geschwindig-  
keiten, von z.B. 2m/s bis 5m/s, und vergleichsweise hohen Beschleunigungen  
30 am Schlagwerkzeug, kann durch die hierin vorgeschlagene Hydropumpe und  
den Hydrogenerator und die hierin vorgeschlagene hydraulische Verschaltung  
der Hydropumpe und des Hydrogenerators über den gesamten Arbeitszyklus  
hinweg eine im Wesentlichen durchgehende Bewegungssteuerung erreicht

werden, was für präzise Schmiedeergebnisse von entscheidendem Vorteil ist, während gleichzeitig im Vergleich zu herkömmlichen Schmiedehämmern ein vergleichsweise energieeffizienter Betrieb möglich ist.

5 In Ausgestaltungen kann die Steuereinheit derart eingerichtet sein, dass zumindest zeitweise während einer Arbeitsbewegung oder eines Arbeitszyklus des Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinders, die Wegeventilbaugruppe so angesteuert ist, bzw. die Schaltstellung der Wegeventilbaugruppe so eingestellt ist, dass die Hydropumpe mit dem ersten Fluidraum des Hydraulikzylinders, insbesondere Kolbenraum, und der Hydrogenerator mit einem  
10 zweiten Fluidraum des Hydraulikzylinders, insbesondere Ringraum des Differentialzylinders, fluidtechnisch verbunden sind. Im Hinblick auf die Begriffe Kolbenraum und Ringraum wird auf die obigen Ausführungen verwiesen, die entsprechend gelten.

15

Die Steuereinheit kann ferner dazu eingerichtet sein, dass zumindest zeitweise während einer Rückholbewegung, d.h. einer der Arbeitsbewegung entgegengesetzten Bewegung, des Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinders, die Wegeventilbaugruppe so angesteuert ist, dass die Hydropumpe mit dem  
20 zweiten Fluidraum des Hydraulikzylinders, insbesondere Ringraum, und der Hydrogenerator mit dem ersten Fluidraum des Hydraulikzylinders, insbesondere Kolbenraum des Differentialzylinders, fluidtechnisch verbunden sind.

Insbesondere kann die Steuereinheit derart eingerichtet sein dass diese die  
25 Wegeventilbaugruppe derart steuert, dass die Hydropumpe in sequentiell aufeinander folgenden, insbesondere unmittelbar aufeinanderfolgenden, Abschnitten eines Arbeitszyklus des Differentialzylinders abwechselnd mit erstem Fluidraum, insbesondere Kolbenraum, und zweitem Fluidraum, insbesondere Ringraum, verbunden wird bzw. ist. Entsprechend kann der Hydrogenerator korrespondierend abwechselnd mit zweitem Fluidraum, insbesondere Ringraum, und  
30 erstem Fluidraum, insbesondere Kolbenraum, verbunden sein.

Insbesondere mit einer derartigen Steuerung und alternierenden Verschaltung der Hydropumpe und des Hydrogenerators kann der Hydraulikzylinder, insbesondere Differentialzylinder, und insbesondere das Schlagwerkzeug, mit kontinuierlich erfolgender Bewegungssteuerung zwischen den Umkehrpunkten des Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinders, und insbesondere auch im Bereich der Umkehrpunkte, kombiniert mit Energierückgewinnung über den Hydraulikgenerator betrieben werden.

In Ausgestaltungen kann die Wegeventilbaugruppe ein 4/2 Wegeventil umfassen.

In Ausgestaltungen kann die Wegeventilbaugruppe insbesondere vier einzelne, in einer Brückenschaltung fluidtechnisch miteinander verbundene Hydraulikventile umfassen. Eine Brückenschaltung kann insbesondere eine Ringschaltung von beispielsweise vier Hydraulikventilen mit zwischengeschalteten Anschlussstellen verstanden werden. Beispielsweise kann eine solche Brückenschaltung durch Parallelschaltung jeweils zweier in Serie geschalteter Hydraulikventile umgesetzt sein.

In Ausgestaltungen kann der Hydraulikkreis zumindest ein Nachsaugventil umfassen, welches fluidtechnisch mit einer Nachsaugquelle, beispielsweise einem Hydraulikfluid-Reservoir, -behälter; oder-tank, einerseits und mit zumindest einem Fluidraum, insbesondere dem Kolbenraum und/oder Ringraum, des Differentialzylinders andererseits verbunden ist.

Die fluidtechnische Anbindung des Nachsaugventils kann insbesondere derart ausgebildet sein, dass ein in dem zumindest einen Fluidraum beim Betrieb des Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinders, entstehender Unterdruck durch Nachsaugen von Hydraulikfluid über das Nachsaugventil ausgeglichen werden kann. Entsprechende Unterdrücke können bei einem Schmiedehammer beispielsweise im Ringraum beim Rückprall des Schlagwerkzeugs, und/oder wenn in einem Betriebszustand die der Volumenvergrößerung des Kolbenraums größer ist als das von der Hydropumpe bereitgestellte Volumen

an Hydraulikfluid. Letzteres kann beispielsweise auftreten, wenn der von der Hydropumpe erzeugte Volumenstrom zurückbleibt bzw. kleiner ist oder wird als die durch Vergrößerung des Kolbenraums bewirkte Volumenänderung des Kolbenraums, was beispielsweise bei nach anfänglicher Beschleunigung des Kolbens in Richtung Werkstück zur Einregelung der jeweils erforderlichen Geschwindigkeit des Schlagwerkzeugs der Fall sein kann.

Bei dem Nachsaugventil kann es sich beispielsweise um ein nach Art eines Rückschlagventils ausgebildetes Hydraulikventil, insbesondere einseitig automatisch sperrendes Ventil handeln. Das Nachsaugventil kann beispielsweise für Volumenströme in der Größenordnung zwischen 150 l/min bis 10.000 l/min ausgelegt sein. Die jeweilige Auslegung des Nachsaugventils ist unter anderem Abhängig vom jeweiligen Hubvolumen und den jeweils auftretenden Kolbengeschwindigkeiten.

In Ausgestaltungen kann die Steuereinheit eingerichtet sein zur Steuerung der Pumpendrehzahl der Hydropumpe derart, dass die Hydraulikpumpe während des Betriebs, insbesondere während eines oder mehrerer aufeinanderfolgender Arbeitszyklen, stets zumindest mit einer von Null verschiedenen Mindestdrehzahl betrieben wird. Das soll insbesondere bedeuten, dass die Hydraulikpumpe derart angesteuert wird, dass die Pumpendrehzahl nicht unter einem von Null verschiedenen Grenzwert liegt. Das kann insbesondere erreicht werden durch die hierin vorgeschlagene hydraulische Verschaltung der Komponenten des Hydraulikkreises in Kombination mit der hierin vorgeschlagenen Verwendung einer servomotorischen Hydropumpe.

In Ausgestaltungen kann die Steuereinheit derart ausgebildet und eingerichtet sein, dass diese die Hydropumpe derart steuert, bzw. derart steuern kann, dass diese während des Betriebs, insbesondere eines Arbeitsabschnitts eines oder mehrerer Arbeitszyklen Hydraulikzylinders, insbesondere des Differentialzylinders, zumindest mit einer von Null verschiedenen Mindestdrehzahl betrieben wird.

Insbesondere kann die Steuereinheit so eingerichtet sein, dass die Hydraulikpumpe während einer oder mehrerer unmittelbar aufeinanderfolgender Arbeitszyklen stets zumindest mit der Mindestdrehzahl betrieben wird. Das bedeutet insbesondere, dass in einer entsprechenden Betriebsweise die Mindestdrehzahl die untere Grenze für die Drehzahl der Hydropumpe darstellt. Die  
5 Hydraulikpumpe wird bei entsprechendem Betrieb also nicht komplett gestoppt, sondern kontinuierlich mit betrieben, was Vorteile im Hinblick auf Energieeffizienz und Genauigkeit der Einstellung der Geschwindigkeit, insbesondere Endgeschwindigkeit, des Schmiedewerkzeugs mit sich bringen kann.

10

In Ausgestaltungen kann die Steuereinheit derart eingerichtet sein, dass die Hydraulikpumpe zunächst mit der Mindestdrehzahl aktiviert ist bzw. wird, und anschließend die Pumpendrehzahl in einem Arbeitsbereich eines Arbeitszyklus des Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinders, zunächst von der  
15 Mindestdrehzahl auf eine Maximaldrehzahl erhöht wird. In einem anschließenden Arbeitsabschnitt kann die Pumpendrehzahl von der Maximaldrehzahl auf die Mindestdrehzahl erniedrigt werden, insbesondere derart, dass die Mindestdrehzahl in einem Umkehrpunkt des Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinders, erreicht ist oder vorliegt. Vorzugsweise handelt es sich beim dem  
20 Umkehrpunkt um den dem Einwirkungsbereich des Schlagwerkzeugs zugewandten Umkehrpunkt des Kolbens des Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinders.

Gemäß Ausgestaltungen kann die Zunahme der Pumpendrehzahl der Hydropumpe bzw. die Reduktion der Pumpendrehzahl der Hydropumpe entsprechend  
25 einer linearen Funktion der Zeit erfolgen. Insbesondere kann die Steuereinheit in Ausgestaltungen derart eingerichtet sein, dass die Maximaldrehzahl vor Erreichen oder im Zeitpunkt des Auftreffens des Schlagwerkzeugs auf ein im Arbeitsbereich positioniertes Werkstück erreicht wird bzw. ist.

30

Zum Erreichen einer vorgegebenen Endgeschwindigkeit des Schlagwerkzeugs kann in Ausgestaltungen vorgesehen sein, dass ab dem Erreichen der Maximaldrehzahl die Pumpendrehzahl der Hydraulikpumpe verringert wird, so dass

unter Einwirkung der im Hydraulikkreis herrschenden hydraulischen Kräfte und gegebenenfalls der auf das Schlagwerkzeug wirkenden Schwerkraft die bzw. eine vorgegebene Endgeschwindigkeit im oder kurz oder unmittelbar vor dem Umkehrpunkt, oder Umformpunkt, bzw. im oder kurz oder unmittelbar vor dem Umkehrpunkt des Umformpunkts, erreicht ist. Zur Einstellung der Endgeschwindigkeit kann auch der Hydrogenerator als hydraulische Bremse betrieben werden, um den Kolben aktiv abzubremesen.

Insbesondere aus den obigen Ausführungen ergibt sich, dass durch entsprechende Steuerung der Hydropumpe und des Hydrogenerators der Bewegungsablauf, insbesondere die Endgeschwindigkeit, des Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinders, und damit des Schlagwerkzeugs in den durch den Gesamtaufbau der Umformmaschine gegebenen Grenzen vergleichsweise flexibel variieren und genau einstellen lässt. Insbesondere kann durch eine geeignete Steuerung der Pumpendrehzahl der Hydropumpe, gegebenenfalls unter zusätzlicher Verwendung geeigneter Sensoren zur Messung von Position und/oder Geschwindigkeit des Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinders, oder des Schlagwerkzeugs, und/oder Sensoren zur Messung einer oder mehrerer im Hydrauliksystem herrschenden Drücke, eine vergleichsweise genaue und zuverlässige Einstellung der Auftreffgeschwindigkeit bzw. Endgeschwindigkeit des Schlagwerkzeugs erreicht werden.

Entsprechend der vorgenannten Ausführungen kann die Umformmaschine, beispielsweise mit der Steuereinheit zusammenwirkende, Sensoren aufweisen, welche dazu ausgebildet sind, die Position des Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinders, und/oder des Schlagwerkzeugs zu ermitteln. Ferner können Sensoren zur Messung des Drucks im Hydraulikkreis, beispielsweise in einer in den ersten Fluidraum, insbesondere Kolbenraum, mündenden Leitung und oder in einer in den zweiten Fluidraum, insbesondere Ringraum, mündenden Leitung, angebracht sein. Die Sensoren können mit der Steuereinheit gekoppelt sein, so dass von den Sensoren an die Steuereinheit übermittelte Werte für Drücke und/oder Position des Schlagwerkzeugs oder Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinders, zur Steuerung der Hydropumpe und/oder

des Hydrogenerators verwendet werden können. Bevorzugt werden die Drücke und/oder Positionen von der Steuereinheit verarbeitet und zur Steuerung der Hydropumpe und/oder des Hydrogenerators derart verwendet, dass das Schlagwerkzeug im oder kurz oder unmittelbar vor dem Auftreffpunkt die jeweils erforderliche Endgeschwindigkeit aufweist.

In Ausgestaltungen kann vorgesehen sein, dass während einer Rückholbewegung, d.h. einer der vorgenannten Arbeitsbewegung entgegengesetzten Arbeitsbewegung, des Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinders, das heißt während eines Bewegungsabschnitts, in welchem sich der Hydraulikzylinder, insbesondere Differentialzylinder, bzw. das Schlagwerkzeug nach erfolgter Umformung vom Werkstück entfernt, die Hydropumpe mit der Mindestdrehzahl betrieben wird, d.h. dass die Pumpendrehzahl der Hydropumpe in diesem Bewegungsabschnitt auf die Mindestdrehzahl eingestellt ist bzw. wird. Insbesondere kann der Betrieb mit der Mindestdrehzahl verwendet werden, den Bären zu beschleunigen, und, im Falle einer Oberdruck-Umformmaschine, den Bären nach oben zu fahren.

In weiteren Ausgestaltungen kann vorgesehen sein, dass die Steuereinheit mit Sensoren zur Messung der Geschwindigkeit des Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinders, bzw. Schlagwerkzeugs verbunden ist, das heißt, dass die Umfangmaschine entsprechende Geschwindigkeitssensoren umfassen kann, und ermittelte Geschwindigkeitsdaten von der Steuereinheit zur Steuerung bzw. Regelung der Hydropumpe und/oder des Hydrogenerators verwendet werden, um die Endgeschwindigkeit auf einen vorgegebenen Wert einzuregeln.

Insbesondere unter Verwendung der hierin vorgeschlagenen Sensoren in Kombination mit den hierin servogesteuerten Komponenten, sprich der Hydropumpe und des Hydrogenerators, ist es beispielsweise möglich die Endgeschwindigkeit des Schlagwerkzeugs im Auftreffpunkt entsprechend des jeweils erforderlichen Wert aufweist. Beispielsweise können im Wesentlichen ohne großen Aufwand in aufeinanderfolgenden Arbeitszyklen verschiedene Endgeschwindigkeit eingestellt werden.

In Ausgestaltungen kann vorgesehen sein, dass ein Ausgangspunkt zum Start eines Umform- oder Schmiedevorgangs, insbesondere ein Ausgangspunkt von dem aus der Kolben oder Bär in Richtung des Umformbereichs beschleunigt wird, in Abhängigkeit der jeweils gewünschten, erforderlichen bzw. vorgegebenen Endgeschwindigkeit, korrespondierend zur jeweils gewünschten, erforderlichen bzw. vorgegebenen Energie, insbesondere Umformenergie, in Abhängigkeit der in Bewegungsrichtung des Kolbens gemessenen Höhe des umzuformenden Werkstücks, und/oder in Abhängigkeit des jeweiligen Umformwegs korrespondierend z.B. zur Stauchung oder Umformung des Werkstücks parallel zur Bewegungsrichtung des Kolbens eingestellt wird.

Bei dem Ausgangspunkt, von dem aus die Beschleunigung des Bären erfolgt, kann es sich insbesondere um einen vom Umformbereich abgewandten Umkehrpunkt handeln, bei einer Oberdruckumformmaschine beispielsweise um einen oberen Totpunkt des Kolbens oder Bären.

Eine, wie insbesondere vorweg beschriebene und in Ausgestaltungen mögliche, variable Einstellung des Ausgangspunktes oder Ausgangshubs von dem aus die Beschleunigung des Kolbens bzw. Schlagwerkzeug, Bären oder Gesenks erfolgt, ermöglicht insbesondere eine optimale Einstellung des Bewegungsablaufs des Kolbens oder Bären usw.. Ferner ist es möglich, den Hub, beispielsweise den oberen Totpunkt des Kolbens, variabel einzustellen, so dass beispielsweise verbesserte Umform- oder Schmiedezyklen, oder Umform- oder Schmiedefrequenzen erreicht werden können.

Insbesondere ist es in Ausgestaltungen möglich, dass die Steuereinheit derart ausgelegt ist, dass der vom Schlagwerkzeug während eines Schmiedezyklus zurückgelegte Weg, bzw. korrespondierende Hübe, minimal ist/sind. Beispielsweise kann die Steuereinheit derart ausgelegt und eingerichtet sein, dass verschiedene Hübe, z.B. ein minimal notwendiger Hub zur Erreichung einer im Umformbetrieb zeitlich nachfolgenden, gewünschten oder vorgegebenen Endgeschwindigkeit oder Umformenergie, durch gezieltes anfahren unterschiedli-

cher Umkehrpunkte, beispielsweise oberer Totpunkte des Kolbens, realisiert werden.

Insbesondere ist es durch Verwendung variabler Hübe des Kolbens möglich,  
5 Umformzeiten zu optimieren, und den Bewegungsablauf in Abhängigkeit der  
jeweils gewünschten Endgeschwindigkeit, Umformenergie, in Abhängigkeit der  
in Bewegungsrichtung des Kolbens gemessenen Höhe des umzuformenden  
Werkstücks, und/oder in Abhängigkeit des jeweiligen Umformwegs korrespon-  
dierend z.B. zur Stauchung oder Umformung des Werkstücks parallel zur Be-  
10 wegungsrichtung.

In Ausgestaltungen kann die Steuereinheit dazu eingerichtet und ausgebildet  
sein, anhand eines Ausgangspunkts, insbesondere oberen Totpunkts, eines  
vorangehenden Umformzyklus, z.B. eines Startpunkts des Kolbens oder Bären  
15 oder Gesenks zum Beginn eines vorausgehenden Umformzyklus, insbesondere  
unmittelbar vorausgehenden Umformzyklus, einen weiteren Ausgangspunkt,  
insbesondere oberen Totpunkt, eines nachfolgenden, vorzugsweise unmittelbar  
nachfolgenden, Umformzyklus zu ermitteln.

Insbesondere kann die Steuereinheit dazu ausgelegt sein, auf Grundlage von  
20 ersten Steuerdaten zur Bewegungssteuerung z.B. des Kolbens, Bären oder Ge-  
senks eines ersten Umformvorgangs, zweite Steuerdaten zur Bewegungssteue-  
rung z.B. des Kolbens, Bären oder Gesenks eines zweiten Umformvorgangs zu  
ermitteln. Dabei kann der zweite Umformvorgang zeitlich unmittelbar auf den  
25 ersten Umformvorgang folgen. Vorteilhafterweise können durch eine solche  
Steuerung der Umformvorgänge, insbesondere aufeinanderfolgender Umform-  
vorgänge, optimierte Umformzeiten erreicht werden. Die zweiten Steuerdaten  
können auf Grundlage der ersten Steuerdaten und der für den zeitlich darauf-  
folgenden Umformvorgang vorgegebenen Randbedingungen aus den ersten  
30 Steuerdaten ermittelt werden.

In Ausgestaltungen kann beispielsweise vorgesehen sein, dass eine Schlag-  
energie, z.B. Umformenergie, eines zuletzt gefahrenen Hubs dazu verwendet

wird, die Startposition des Kolbens auf Grundlage einer darauffolgend erforderlichen Schlagenergie von der Steuereinheit oder Steuerung errechnet, insbesondere automatisch ermittelt wird. Beispielsweise kann die Startposition in Abhängigkeit der jeweiligen Höhe des umzuformenden Werkstücks, eingestellt  
5 werden.

In Ausgestaltungen kann vorgesehen sein, dass die Position, insbesondere Ausgangsposition, des Kolbens, oder Bären, oder Gesenks, zum Beginn oder in einen definierten Zeitpunkt während eines Umform- oder Schmiedezyklus ermittelt und/oder dazu verwendet wird als Berechnungsgrundlage zur Ermittlung einer Ausgangsposition von Kolben, Bären oder Gesenk und/oder von Betriebsparametern zur Bewegungssteuerung von Kolben, Bär und/oder Gesenk während oder für einen zeitlich darauffolgenden Umform- oder Schmiedevorgang.  
10

In Ausgestaltungen kann die Steuereinheit derart eingerichtet und ausgebildet sein, dass diese die Hydraulikpumpe so steuert bzw. steuern kann, dass eine maximale Vorschubgeschwindigkeit des Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinders, oder des Schlagwerkzeugs im Bereich zwischen 1,5m/s bis  
15 6m/s, insbesondere bei etwa 1,5m/s oder 5m/s, oder zwischen 4,8 m/s und 5,5 m/s liegt, und dass bevorzugt eine maximale Rückholgeschwindigkeit des Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinders, im Bereich zwischen 1,5m/s und 2,5m/s, bevorzugt bei 2m/s, insbesondere zwischen 1,8 m/s und 2,1m/s liegt.  
20

In Ausgestaltungen kann vorgesehen sein, dass der Volumenstrom bei Bremsvorgängen in die eine oder andere Bewegungsrichtung des Kolbens, d.h. bei der Vor- oder Zurückbewegung des Kolbens, im Falle einer Oberdruck-  
Umformmaschine bei einer Auf- und Abbewegung des Kolbens, etwa gleich  
25 sind. Jedoch kann der Volumenstrom in Abhängigkeit von Kolbendurchmesser, Stangendurchmesser, Kolbengeschwindigkeit und anderen variieren, oder in Abhängigkeit dieser Größen eingestellt sein. Insbesondere bei etwa gleichen Bedingungen der Hin- und Herbewegung kann die Rückgewinnung von Energie  
30

mittels des Hydrogenerators optimiert werden, und insgesamt ein Energiesparender Betrieb erreicht werden.

In Ausgestaltungen kann die Umformmaschine des Weiteren einen Energiespeicher umfassen, welcher zum Zwecke der Einspeisung von durch den Hydrogenerator erzeugter elektrischer Energie mit dem Hydrogenerator verbunden ist. Auf diese Weise kann die durch den Hydrogenerator erzeugte, bzw. die aus der hydraulischen Energie des Hydraulikkreises durch den Hydrogenerator erzeugte, elektrische Energie zwischengespeichert werden, und in einem darauf folgenden Arbeitszyklus oder Arbeitsabschnitt der Umformerschiene als elektrische Energie wieder zur Verfügung gestellt werden, beispielsweise zum Betrieb der Hydropumpe. Abgesehen davon ist es auch möglich, dass die vom Hydrogenerator erzeugte elektrische Energie in ein mit der Umformmaschine verbundenes Stromnetz, oder Kraft-Wärme-Netz eingespeist wird.

15

Es zeigt sich, dass durch die hierin vorgeschlagene spezifische Kombination der hierin vorgeschlagenen Hydraulikkomponenten, insbesondere Hydromotor, Hydrogenerator und Wegeventilbaugruppe und deren Verschaltung, eine besonders genaue und exakte Steuerung der Umformmaschine, insbesondere des Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinders, bzw. Schlagwerkzeugs der Umformmaschine, ermöglicht wird bzw. ist, wobei gleichzeitig durch einen wie hierin vorgeschlagenen Hydraulikkreis ein vergleichsweise energieeffizienter Betrieb der Umformmaschine ermöglicht wird.

25 Nach Patentanspruch 8 ist ein Verfahren zur Steuerung eines Arbeitszyklus einer Umformmaschine vorgesehen. Bei der Umformmaschine kann es sich insbesondere um eine schlagende Umformmaschine handeln, wie beispielsweise einen Schmiedehammer.

30 Bei dem hierin vorgeschlagenen Verfahren ist vorgesehen, dass ein mit einem Schlagwerkzeug gekoppelter Hydraulikzylinder, insbesondere Differentialzylinder, durch eine über einen Hydraulikkreis und eine dem Hydraulikzylinder fluidtechnisch vorgeschaltete Wegeventilbaugruppe fluidtechnisch gekoppelte,

servomotorische Hydropumpe eines hydraulischen Linearantriebs durch Zufuhr von Hydraulikfluid angetrieben wird. Insbesondere kann ein Antrieb des Hydraulikzylinders durch Beaufschlagung eines Fluidraums, insbesondere des Kolbenraums bzw. Ringraums des Differentialzylinders, erfolgen.

5

Insbesondere kann vorgesehen sein, dass, insbesondere wenn die Hydropumpe mit einem Fluidraum des Hydraulikzylinders, z.B. Kolbenraum oder Fluidraum des Differentialzylinders, fluidtechnisch verbunden ist, von einem weiteren Fluidraum des Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinders, abfließendes Hydraulikfluid, z.B. das vom zweiten Fluidraum, insbesondere Ringraum, oder  
10 ersten Fluidraum, insbesondere Kolbenraum, abfließende Hydraulikfluid, über die Wegeventilbaugruppe an einen in den Hydraulikkreis der Wegeventilbaugruppe fluidtechnisch nachgeschalteten, servomotorischen Hydrogenerator geleitet wird.

15

Insbesondere soll das bedeuten, dass die Hydropumpe an einen Fluidraum fluidtechnisch gekoppelt ist, und dabei, zumindest in einem Abschnitt des Arbeitszyklus, insbesondere zeitgleich, der Hydrogenerator an den weiteren Fluidraum gekoppelt ist.

20

Damit ist zumindest in den Abschnitten, in welchen beide Fluidräume mit Hydropumpe oder Hydrogenerator gekoppelt, insbesondere fluidtechnisch verbunden sind, die duale Steuerung des Hydraulikkreises möglich, was bedeuten soll, dass der Hydraulikkreis insbesondere durch gleichzeitige Ansteuerung von  
25 Hydropumpe und Hydrogenerator beeinflusst werden kann oder beeinflussbar ist.

Insbesondere aus der Möglichkeit zur dualen Steuerung des Hydraulikkreises einerseits über die Hydropumpe und andererseits über den Hydrogenerator  
30 kann der Hydraulikzylinder, insbesondere Differentialzylinder, vergleichsweise genau und zuverlässig gesteuert werden, wodurch insbesondere verbesserte Schmiedeergebnisse erhalten werden können.

Inbesondere auf diese Weise kann erreicht werden, dass Hydromotor und Hydrogenerator während des gesamten Arbeitszyklus des Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinders, zur Verfügung stehen, und getrennt oder gleichzeitig betrieben werden können, wodurch eine vergleichsweise exakte  
5 Steuerung des Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinders, bei gleichzeitig energieeffizientem Betrieb erreicht werden kann. Wegen weiteren Vorteilen und vorteilhaften Wirkungen wird auf die obigen Ausführungen verwiesen, die entsprechend gelten.

10 In Ausgestaltungen kann vorgesehen sein, dass während einer Arbeitsbewegung, insbesondere Vorschubbewegung in Richtung des Arbeitsbereichs oder Umformbereichs des Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinders, die Wegeventilbaugruppe so angesteuert wird, dass die Hydropumpe mit dem ersten Fluidraum, insbesondere dem Kolbenraum, und der Hydrogenerator mit  
15 dem zweiten Fluidraum, insbesondere Ringraum des Differentialzylinders, fluidtechnisch verbunden sind.

In weiteren Ausgestaltungen kann vorgesehen sein, dass zumindest zeitweise während einer Rückholbewegung des Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinders, d.h. während einer vom Arbeitsbereich oder Arbeitspunkt des  
20 Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinders, oder Schlagwerkzeugs weg gerichteten Bewegung des Hydraulikzylinders oder Schlagwerkzeugs, die Wegeventilbaugruppe so angesteuert ist oder wird, dass die Hydropumpe mit dem zweiten Fluidraum, insbesondere Ringraum, und der Hydrogenerator mit  
25 dem ersten Ringraum, insbesondere Kolbenraum, des Differentialzylinders fluidtechnisch verbunden sind. Wegen Vorteilen und vorteilhaften Wirkungen und/oder weiteren Einzelheiten der hier vorgeschlagenen Betriebsweise wird insbesondere auch auf die obigen Ausführungen verwiesen, die entsprechend Anwendung finden.

30

In Ausgestaltungen kann vorgesehen sein, dass die Hydropumpe durch die Steuereinheit derart gesteuert wird, dass die Hydropumpe während des Be-

triebs oberhalb bzw. zumindest mit einer von Null verschiedenen Mindestdrehzahl betrieben wird.

Insbesondere kann in Ausgestaltungen die Pumpendrehzahl in einem Arbeitsabschnitt eines Arbeitszyklus des Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinders, zunächst von der Mindestdrehzahl auf eine Maximaldrehzahl erhöht und anschließend von der Maximaldrehzahl auf die Mindestdrehzahl erniedrig werden, beispielsweise derart, dass in dem Arbeitsbereich des Schlagwerkzeugs zugewandten Umkehrpunkt des Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinders, oder Kolbens die Mindestdrehzahl erreicht ist oder vorliegt.

Die Steuerung der Pumpendrehzahl kann beispielsweise nach einer vorgegebenen Funktion der Zeit und/oder der Position des Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinders, erfolgen, beispielsweise entsprechend eines linearen Zusammenhangs mit der Zeit. Jedoch ist mit dem hierin vorgeschlagenen Hydrauliksystem auch eine Steuerung unter Verwendung von zumindest teilweise nichtlinearen Zusammenhängen möglich.

In Ausgestaltungen kann während eines Rückholabschnitts des Arbeitszyklus des Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinders, die Pumpendrehzahl auf die Mindestdrehzahl eingestellt oder eingeregelt werden.

In Ausgestaltungen kann vorgesehen sein, dass zur Beschleunigung des Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinders, d.h. des Kolbens des Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinders, in Richtung eines einem Umform- oder Arbeitsbereich der Umformmaschine, d.h. des Hydraulikzylinders bzw. Differentialzylinders oder Schlagwerkzeugs, zugeordneten ersten Umkehrpunkts die Pumpendrehzahl der Hydropumpe von der Mindestdrehzahl, insbesondere in linearer Abhängigkeit von der Zeit, auf die Maximaldrehzahl erhöht wird, derart, dass die Maximaldrehzahl vor Erreichen eines dem Umformbereich zugeordneten ersten Umkehrpunkts des Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinders, erreicht wird bzw. ist.

Ferner kann in Ausgestaltungen vorgesehen sein, dass die Steuerung derart erfolgt, dass die Pumpendrehzahl der Hydropumpe, d.h. die Drehzahl des Hydraulikpumpen der Hydropumpe, nach Erreichen der Maximaldrehzahl derart verringert wird, insbesondere in einem linearen Zusammenhang mit der Zeit, dass  
5 die Minstdrehzahl bei oder mit Erreichen des ersten Umkehrpunkts erreicht wird oder eingestellt ist. Wegen Vorteilen oder vorteilhaften Wirkungen entsprechender Ausgestaltungen wird auf obige Ausführungen verwiesen.

In Ausgestaltungen kann vorgesehen sein, dass einhergehend mit Erreichen  
10 des dem Umformbereich der Umformmaschine zugeordneten ersten Umkehrpunkts oder bei Erreichen der einer vorgegebenen Geschwindigkeit des Bären bzw. des Kolbens die Wegeventilbaugruppe derart gesteuert wird, dass ein Druckausgang der Hydropumpe mit dem zweiten Fluidraum des Hydraulikzylinders, insbesondere Ringraum des Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinders, fluidtechnisch verbunden wird bzw. ist, und dass ein Druckeingang  
15 des Hydrogenerators mit dem ersten Fluidraum des Hydraulikzylinders, insbesondere Kolbenraum des Differentialzylinders, fluidtechnisch verbunden wird bzw. ist.

Insbesondere bei solchen Ausgestaltungen kann eine im Hydrauliksystem der  
20 Umformmaschine gespeicherte, erzeugte und/oder entstehende elastische Energie, insbesondere im Hydraulikfluid gespeicherte potentielle Energie, beispielsweise durch Dekompression des Hydraulikfluids bzw. des Hydrauliksystems, über den Hydrogenerator in elektrische Energie oder eine andere sekundäre  
25 Energieform umgewandelt werden, und beispielsweise in darauffolgenden Arbeitszyklen der Umformmaschine zugeführt werden. Ergänzend wird in diesem Zusammenhang auf die Ausführungen weiter oben verwiesen, die entsprechend gelten.

In Ausgestaltungen kann vorgesehen sein, dass ein durch Rückprall des Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinders, bzw. Schlagwerkzeugs im  
30 ersten Umkehrpunkt erzeugter Unterdruck im zweiten Fluidraum, insbesondere Ringraum, durch zumindest ein Nachsaugventil ausgeglichen wird, welches ei-

nerseits mit dem zweiten Fluidraum und andererseits einem Hydraulikbehälter fluidtechnisch verbunden ist. Ferner kann vorgesehen sein, dass ein durch den Rückprall im ersten Fluidraum, insbesondere Kolbenraum, erzeugter Überdruck, bzw. eine im Hydraulikkreis erzeugte elastische Energie durch Dekompression über den bzw. vom Hydrogenerator in eine sekundäre Energieform, beispielsweise elektrische Energie, gewandelt und vorzugsweise in einem Zwischenspeicher gespeichert wird. Wegen Vorteilen und vorteilhaften Wirkungen wird insbesondere auf die Ausführungen weiter oben sowie weiter unten verwiesen, die entsprechend gelten.

10

In Ausgestaltungen kann vorgesehen sein, dass einhergehend mit, oder bei, oder unmittelbar vor, Erreichen eines vom Umformbereich der Umformmaschine abgewandten zweiten Umkehrpunktes des Hydraulikzylinders, insbesondere des Differentialzylinders, die Wegeventilbaugruppe derart angesteuert wird, dass ein Druckausgang der Hydropumpe mit dem ersten Fluidraum, insbesondere Kolbenraum, fluidtechnisch verbunden wird oder ist, und ein Druckeingang des Hydrogenerators mit dem zweiten Fluidraum, insbesondere Ringraum des Differentialzylinders, fluidtechnisch verbunden wird oder ist.

Insbesondere kann in Ausgestaltungen vorgesehen sein, dass während einer Umsteuerung des Druckausgangs der Hydropumpe und des Druckeingangs des Hydrogenerators gegebenenfalls auftretende Druckschwankungen im Hydrauliksystem durch ein oder mehrere entsprechend in den Hydraulikkreis geschaltete Nachsaugventile ausgeglichen werden. Mit anderen Worten, es können Nachsaugventile vorgesehen sein, derart dass etwaige Druckschwankungen im Hydrauliksystem, insbesondere zur Vermeidung von Druckspitzen, ausgeglichen werden können.

Vorteilhafter Weise ist in Ausgestaltungen vorgesehen, dass die Bewegungssteuerung des Kolbens, Bären und/oder Gesenks durch die Steuereinheit in oder im Bereich der beiden Umkehrpunkte des Kolbens, abgesehen des lediglich im umformenden Umkehrpunkt auftretenden Rückpralls, in etwa bzw. im Wesentlichen in gleicher Weise durchgeführt wird. Das bedeutet insbesondere,

30

dass, abgesehen von der zeitlichen Spanne, in welcher ein Rückprall auf das Hydrauliksystem wirkt, in beiden Umkehrpunkten, ggf. Schwerkraftbereinigt, eine im Wesentlichen gleiche Bewegungssteuerung angewandt werden kann.

5 In Ausgestaltungen kann vorgesehen sein, dass mehrere aufeinanderfolgende Arbeitszyklen nach einer der oben beschriebenen Ausgestaltungen gesteuert wird/werden, wobei die Hydropumpe und der Hydrogenerator während der Arbeitszyklen durchgehend in gleicher Drehrichtung, d.h. ohne Drehrichtungsumkehr, betrieben werden, und/oder wobei die Hydropumpe über die mehreren  
10 Arbeitszyklen hinweg zumindest mit der von Null verschiedenen Mindestdrehzahl betrieben wird, und/oder wobei in einem Arbeitszyklus und/oder Teilarbeitszyklus durch den Hydrogenerator erzeugte Sekundärenergie, beispielsweise elektrische Energie, in einem darauffolgenden Arbeitszyklus und/oder Teilarbeitszyklus der Umformmaschine, insbesondere der Hydropumpe, zugeführt  
15 wird. Insbesondere auf diese Weise kann eine vorteilhafte Energieeffizienz erreicht werden.

Aus den obigen und vorangehenden Ausführungen wird insbesondere deutlich, dass mit der hierin vorgeschlagenen Umformmaschine und dem hierin vorgeschlagenen Verfahren zur Steuerung der Umformmaschine die der Erfindung  
20 zugrunde liegende Aufgabe gelöst wird.

Ausführungsbeispiele der Erfindung werden nachfolgend anhand der anhängenden Figuren näher beschrieben. Es zeigen:

25

FIG. 1 eine schematische Darstellung des Aufbaus eines gemäß einer Ausgestaltung der Erfindung ausgebildeten Schmiedehammers;

30

FIG. 2 den Schmiedehammer nach FIG. 1 in einem ersten Betriebszustand;

FIG. 3 den Schmiedehammer nach FIG. 1 in einem zweiten Betriebszustand;

- FIG. 4 den Schmiedehammer nach FIG. 1 in einem dritten Betriebszustand; und
- 5 FIG. 5 ein Arbeitsdiagramm betreffend Betriebs- und Steuergrößen des Schmiedehammers.

FIG. 1 zeigt eine schematische Darstellung des Aufbaus eines gemäß einer Ausgestaltung der Erfindung ausgebildeten Oberdruck Schmiedehammers 1.

10

Komponenten des Schmiedehammers 1 werden nachfolgend anhand der FIG. 1 näher beschrieben, wobei Funktion und Betriebsweise des Schmiedehammers 1 insbesondere im Zusammenhang mit FIG. 2 bis 5 näher erläutert werden.

- 15 Der Schmiedehammer 1 umfasst ein (nicht dargestelltes) Gestell, an welchem ein Differentialzylinder 2 festgelegt ist. Am Gestell ist ferner ein Untergesenk 3 mit einem daran lösbar angebrachten Unterwerkzeug 4 befestigt.

- 20 An einem in einem Zylinderrohr 5 des Differentialzylinders 2 längsverschiebbar geführten Kolben 6 ist eine sich einseitig vom Kolben 6 erstreckende Kolbenstange 7 angebracht.

- 25 An einem vom Kolben 6 entfernt gelegenen Ende der Kolbenstange 7 ist ein als Bär 8, d.h. Schmiedebär, ausgebildetes Obergesenk befestigt, welches mit dem Kolben 6 einhergehend in Längsrichtung des Zylinderrohrs 5 hin- und herbewegt werden kann.

- 30 Der Bewegungsfreiheitsgrad des Kolbens 6 bzw. Bären 8 ist in FIG. 1 anhand eines Doppelpfeils schematisch dargestellt. Im vorliegenden Fall ist der Schmiedehammer 1 als ein Vertikalschmiedehammer ausgebildet, was bedeuten soll, dass im ordnungsgemäßen Betriebszustand eine Bewegung des Bären 8 bzw. eines daran lösbar befestigten Oberwerkzeugs 9 in vertikaler Richtung von oben nach unten und umgekehrt erfolgt.

Im Beispiel der FIG. 1 ist der Schmiedehammer 1 in einem Arbeitszustand gezeigt, in welchem das Oberwerkzeug 9 am Unterwerkzeug 4 anliegt, korrespondierend zu einem ersten Umkehrpunkt U1 des Bären 8 bzw. Oberwerkzeugs  
5 9.

Der Schmiedehammer 1 weist einen den Differentialzylinder 2 umfassenden Hydraulikkreis auf, mit einer, oder je nach Bedarf mehreren, servomotorischen Hydropumpen 27, welche einen über einen Servomotor 10 gesteuerte Hydraulikpumpe 11 umfasst, deren Druckseite 12 mit einem 4/2 Wegeventil 13 und deren Saugseite 14 mit einem Hydrauliktank 15 fluidtechnisch verbunden sind.  
10

Der Hydraulikkreis umfasst ferner einen Hydrogenerator 16 dessen Eingangsseite 17 mit dem Wegeventil 13 verbunden ist, und dessen Ausgangsseite 18 mit dem Hydrauliktank 15 fluidtechnisch verbunden ist.  
15

Die Umformmaschine 1 umfasst des weitere eine Steuereinheit 19, welche ausgebildet ist, und mit entsprechenden Steuerleitungen versehen ist, so dass die Komponenten des Schmiedehammers 1, insbesondere Wegeventil 13, Hydropumpe 27, und Hydrogenerator 16, und ggf. weitere Komponenten gesteuert werden können.  
20

Die Steuereinheit 19 kann mit diversen Sensoren zur Erfassung von Betriebsparametern des Schmiedehammers 1 ausgestaltet sein. Beispielsweise kann der Schmiedehammer 1 einen oder mehrere Drucksensoren 20 aufweisen, mit welchen beispielsweise ein in einem Kolbenraum 21 des Differentialzylinders 2 und/oder ein in einem Ringraum 22 des Differentialzylinders 2 beim Betrieb des Schmiedehammers 1 herrschender Druck erfasst werden kann, welcher beispielsweise durch die Steuereinheit 19 zur Steuerung des Schmiedehammers 1, insbesondere des Differentialzylinders 2 und/oder der Hydropumpe 27 und/oder des Hydrogenerators 16 verwendet werden kann.  
25  
30

Der Hydrogenerator 16 umfasst einen, oder je nach Bedarf mehrere, Hydromotoren 28 und einen mit dem Hydromotor 28 antriebsmechanisch gekoppelten Servogenerator 29, d.h. einen generatorisch betriebenen Servomotor.

5 Die Hydropumpe 27 und der Hydrogenerator 16 können anhand des Servomotors 10 und des Servogenerators 29 gesteuert werden, und sind zu diesem Zwecke über entsprechende Steuerleitungen mit der die Steuereinheit 19 verbunden. Insbesondere können die Hydropumpe 27 und der Hydrogenerator in Drehzahl und/oder Drehmoment gesteuert werden, beispielsweise derart dass  
10 eine zur Einstellung und/oder Erreichung einer vorgegebenen oder gewünschten Endgeschwindigkeit des Bären 9 durch erreicht wird. Insbesondere können die Hydropumpe 27 und der Hydrogenerator 16 so gesteuert werden, dass der Bär 9 oder Kolben 6 einem vorgegebenen Bewegungsablauf folgt, wobei Hydropumpe 27 und Hydrogenerator 16 die jeweils erforderliche hydraulische Antriebsleistung oder Bremsleistung zur Verfügung stellen.  
15

Der Schmiedehammer 1 kann des Weiteren einen Positions- und/oder Geschwindigkeitssensor 23 umfassen, mit welchem durch die Steuereinheit 19 eine Position und/oder Geschwindigkeit des Bären 8 bzw. des Kolbens 6 ermittelt werden kann, wobei entsprechende Positions- und/oder Geschwindigkeitsdaten zur Steuerung des Hydraulikkreises, insbesondere der Hydropumpe 27 und/oder des Hydrogenerators 16 und/oder des Wegeventils 13, verwendet werden können, beispielsweise zur Steuerung oder Einstellung einer jeweils  
20 gewünschten Endgeschwindigkeit oder Auftreffgeschwindigkeit des Differentialzylinders 2.  
25

Der im Zusammenhang mit den Figuren gezeigte Schmiedehammer 1 umfasst des Weiteren einen Energiespeicher 24 in welchen durch den Hydrogenerator 16, beispielsweise durch Umwandlung von hydraulischer Energie, insbesondere elastischer Energie, aus dem Hydraulikkreis erzeugte Sekundärenergie, beispielsweise in Form elektrischer Energie, gespeichert werden kann. Zur Lade- und Entladesteuerung kann der Energiespeicher 24 mit der Steuereinheit 19 verbunden sein. Insbesondere kann der Energiespeicher 24 und die zugehörige  
30

Steuerung so aufeinander abgestimmt sein, dass aus einem oder mehreren vorangehenden Arbeitszyklen des Schmiedehammers 1 rückgewonnene Energie zum Betrieb des Schmiedehammers 1, beispielsweise der Hydropumpe 27, in nachfolgenden Arbeitszyklen verwendet oder abgerufen wird.

5

Der Kolbenraum 21 und der Ringraum 22 des Differentialzylinders 2 sind zum Ausgleich von im Hydrauliksystem etwaig auftretenden Unterdrücken über Nachsaugventile 25 mit dem Hydrauliktank 15 derart fluidtechnisch verbunden, dass Hydraulikflüssigkeit 30 über die Nachsaugventile 25 im Falle eines Unterdrucks aus dem Hydrauliktank 15 angesaugt und so ins Hydrauliksystem eingebracht werden kann.

10

Insbesondere können der Kolbenraum 21 und Ringraum 22 jeweils über ein Nachsaugventil 25 fluidtechnisch mit dem Hydrauliktank 15, oder einer Hydraulikfluidquelle, verbunden sein, so dass im Falle eines Unterdrucks Hydraulikfluid durch eine vom Unterdruck verursachte Saugwirkung in den Kolbenraum 21 oder Ringraum 22 gesaugt wird.

15

Bei den Nachsaugventilen 25 kann es sich beispielsweise um federbelastete Rückschlagventile, oder andere gleichartige Ventile handeln, welche einen lediglich unidirektionalen Fluss von Hydraulikfluid in Richtung vom Hydrauliktank 15 zum Kolbenraum 21 oder Ringraum 22 zulassen, in entgegengesetzter Richtung jedoch sperren.

20

Eine beispielhafte Betriebsweise des Schmiedehammers 1 auf Grundlage der oben beschriebenen Komponenten wird nachfolgend anhand der FIG. 2 bis FIG. 5 beschrieben, welche den Schmiedehammer 1 in unterschiedlichen Betriebszuständen zeigen.

25

FIG. 2 zeigt den Schmiedehammer 1 in einen Betriebszustand, in welchem die Hydropumpe 27 und das Wegeventil 13 von der Steuereinheit 19 derart gesteuert sind, dass der Kolben 6 des Differentialzylinders 2 in Richtung des Un-

30

terwerkzeugs 4 zum Zwecke der Bearbeitung eines Werkstücks 26 beschleunigt oder bewegt wird.

Das Wegeventil 13 ist in vorliegendem Ausführungsbeispiel als 4/2 Wegeventil  
5 ausgeführt, und in dem in FIG. 1 gezeigten Betriebszustand so geschaltet, dass ein erster Anschluss A1, der fluidtechnisch mit der der Druckseite 12 der Hydraulikpumpe 11 verbunden ist, auf einen zweiten Anschluss A2 durchgeschaltet ist, welcher fluidtechnisch mit dem Kolbenraum 21 verbunden ist. Auf diese Weise kann Hydraulikfluid 30 durch entsprechende Steuerung des Ser-  
10 vomotors 10 durch die Hydraulikpumpe 11 vom Hydrauliktank 15 in den Kolbenraum 21 gepumpt werden, um so den Hub des Kolbens 6 zu vergrößern und eine hydraulische Beschleunigungskraft auf den Kolben 6 zu übertragen.

Ferner ist in dem in FIG. 1 gezeigten Betriebszustand, in welchem der Kolben  
15 6 beschleunigt, bzw. in Richtung des Unterwerkzeugs 4 bewegt wird, ein dritter Anschluss A3 des Wegeventils 13 fluidtechnisch mit dem Ringraum 22 verbunden, und durchgeschaltet auf einen vierten Anschluss A4 des Wegeventils 13, welcher fluidtechnisch mit dem Hydrogenerator 16, genauer mit der Eingangsseite 17 des Hydromotors 28, verbunden ist.

20

Da der Schmiedehammer 1 im vorliegenden Beispiel als Oberdruck Schmiedehammer 1 mit einem oben liegenden Differentialzylinder 2 ausgebildet ist, tragen zur Beschleunigung des Bären 8 in Richtung des Unterwerkzeugs 4 neben den durch die Hydropumpe 27 und den Hydrogenerator 16 erzeugten hydraulischen Kräfte noch die Gewichtskräfte der bewegten Masse, insbesondere von  
25 Bär 8, Kolbenstange 7, Kolben 6, Oberwerkzeug 9 usw., bei.

Bei einem Unterdruck Schmiedehammer oder Unterdruck-Schmiedebären, auf welchen die vorliegende Erfindung ebenfalls anwendbar ist, wirken die Ge-  
30 wichtskräfte bei der Beschleunigung des Bären in Richtung des zu bearbeitenden Werkstücks der hydraulischen Kraft entgegen, was durch das hierin vorgeschlagene hydraulische System ebenfalls steuerungstechnisch erfasst werden kann. Bei einer Kombination Oberdruck und Unterdruck Schmiedehammer kön-

nen sowohl Oberdruck als auch Unterdruck Schmiedehammer mit dem hierin vorgeschlagenen Verfahren gesteuert werden und einen entsprechenden Aufbau aufweisen.

5 Zurückkommend auf den in FIG. 1 gezeigten Zustand wird weiter ausgeführt, dass in dem gezeigten Betriebszustand der Bär 8 durch die Hydropumpe 27 derart mit Hydraulikfluid 30 beaufschlagt wird, und der Hydrogenerator 16, sofern erforderlich, dem hydraulischen System hydraulische Energie entzieht und insoweit als hydraulische Bremse wirkt, dass das Oberwerkzeug 9 beim  
10 Auftreffen auf das zu bearbeitende Werkstück 26 eine jeweils gewünschte Auftreffgeschwindigkeit bzw. Endgeschwindigkeit aufweist, und entsprechend eine jeweils gewünschte bzw. vorgegebene Umformenergie an das Werkstück abgegeben werden kann.

15 Zur Steuerung der Beschleunigung und Einstellung der Geschwindigkeit des Bären 8 kann die Steuereinheit 19 einen oder mehrere Positions- und/oder Geschwindigkeitssensoren 23 auswerten, und anhand der dadurch erhaltenen Daten, beispielsweise anhand der ermittelten tatsächlichen Geschwindigkeit des Bären 8, oder entsprechend des Oberwerkzeugs 9 oder des Kolbens 6, die Hydropumpe 28 und/oder den Hydrogenerator 16 derart steuern dass die ge-  
20 wünschte Endgeschwindigkeit erreicht wird.

Während der Bewegung des Bären 8 bzw. Kolbens 6 in Richtung des Werkstücks 26 oder Unterwerkzeugs 4 fließt, entsprechend des von der Hydraulikpumpe 11 erzeugen Volumenstroms, Hydraulikfluid 30 in den Kolbenraum 21.  
25 Gleichzeitig wird im Ringraum 22 befindliches Hydraulikfluid 30 aus dem Ringraum 22 verdrängt, welches über das Wegeventil 13 und den Hydrogenerator 16 in den Hydrauliktank 15 rückgeführt wird.

30 Indem in der Rückführleitung der Hydrogenerator 16 eingeschalten ist, kann beispielsweise im Hydrauliksystem gespeicherte elastische Energie dem hydraulischen System entzogen und in elektrische Energie umgewandelt werden. Die elektrische Energie kann wiederum im Energiespeicher zwischengespei-

chert und dem Schmiedehammer 1 in darauffolgenden Arbeitszyklen, oder auch unmittelbar bereitgestellt werden. Im hydraulischen System gespeicherte elastische Energie kann beispielsweise durch Dekompression des Hydraulikfluids 30 freigesetzt werden.

5

Ferner kann durch entsprechende Steuerung des Hydrogenerators 16, d.h. des Servogenerators 29, dem Hydraulikkreis hydraulische Energie dadurch entzogen werden, indem beispielsweise das Drehmoment des Servogenerators 29 erhöht wird, so dass kinetische Energie des durch den Hydromotor 28 fließenden Hydraulikfluids in elektrische Energie umgewandelt wird. Letzteres führt insgesamt zu einer Bremswirkung, so dass die bewegte Masse, insbesondere Kolben 6, Bär 8 usw., gezielt abgebremst werden kann.

10

Das bedeutet, dass der Hydrogenerator 16 in dem hier vorgeschlagenen Hydrauliksystem als hydrofluidische Bremse zur Erzeugung einer Bremswirkung für die bewegte Masse, insbesondere den Bären 8, betrieben werden kann. Beispielsweise kann die hydrofluidische Bremswirkung zu Zwecken der Einstellung einer jeweils erforderlichen Endgeschwindigkeit bei der Bewegung in Richtung des ersten Umkehrpunkts U1 und/oder zur Abbremsung der bewegten Masse bei der Bewegung in Richtung des zweiten Umkehrpunkts U2, z.B. im Bereich des oberen zweiten Umkehrpunkts unter entsprechender Steuerung des Hydrogenerators 16 eingesetzt werden.

15

20

Mit der hierin vorgeschlagenen Lösung sind Hydropumpe 27 und Hydrogenerator 16 im Wesentlichen während des gesamten Arbeitszyklus jederzeit gleichzeitig betreibbar sind, wobei die Hydropumpe 27 die Erzeugung einer (positiven) Beschleunigungskraft, und der Hydrogenerator 16 die Erzeugung einer entgegengesetzten Bremskraft ermöglichen. Insbesondere dadurch kann eine vergleichsweise exakte und präzise Steuerung des Bewegungsablaufs z.B. des Bären 9, im Wesentlichen, d.h. z.B. abgesehen von Zeitabschnitten in welchen das Wegeventil 13 umgesteuert wird, während des gesamten Arbeitszyklus des Schmiedehammers 1 erreicht werden.

25

30

Etwaige, im Hydrauliksystem, d.h. hydraulischen System, kolbenraumseitig auftretende Unterdrücke können bei dem gezeigten Schmiedehammer 1 insbesondere dadurch ausgeglichen werden, dass Hydraulikfluid 30 über das fluid-technisch mit dem Kolbenraum 21 und dem Hydrauliktank 15 verbundenes  
5 Nachsaugventil 25 nachfließen kann.

Unterdrücke im kolbenraumseitigen Teil des Hydrauliksystems können beispielsweise auftreten, wenn während der Beschleunigung des Bären 8 die durch die Hydropumpe 27 erzeugte Volumenstrom an Hydraulikfluid 30 hinter  
10 der durch Vergrößerung des Kolbenraums 21 hervorgerufenen Volumenänderung zurückbleibt. Letzteres kann beispielsweise auftreten wenn die Volumenänderung des Kolbenraums 21 verursacht durch die beschleunigende Wirkung der Schwerkraft größer ist als der von der Hydropumpe 27 bereitgestellte Volumenstrom an Hydraulikfluid 30.

15

Beispielsweise kann nach Ablauf einer vorgegebenen Beschleunigungszeit oder -phase, d.h. am oder nach dem Ende der hydraulischen Füllzeit des Kolbens, der Volumenstrom der Hydraulikpumpe reduziert werden, so dass der Kolben die jeweils vorgegebene Endgeschwindigkeit erreicht.

20

In beispielhaften Betriebsabläufen kann die zur Bewegung des Bären 8 von einem vom Unterwerkzeug 4 entfernt gelegenen zweiten Umkehrpunkt U2 des Kolbens 6 oder des Bären 8 zum ersten Umkehrpunkt U1 benötigte Zeit etwa 200 ms (Millisekunden) betragen.

25

Im Hinblick auf die bei Schmiedehämmern durchaus erheblichen zu bewegenden Massen bis hin zu mehreren Tonnen und vergleichsweise hohen Endgeschwindigkeiten, sind entsprechend hohe Hydraulikleistungen erforderlich, welche zudem in vergleichsweise kurzer Zeit und darüber hinaus mit hoher  
30 Genauigkeit eingeregelt und gesteuert werden müssen.

Darüber hinaus treten bei Schmiedehämmern vergleichsweise hohe Volumenströme an Hydraulikfluid und vergleichsweise hohe Strömungsgeschwindigkei-

ten im Hydraulikkreis auf, welche zur Sicherstellung eines sicheren und zuverlässigen Betriebs entsprechend gesteuert werden müssen.

Insbesondere diese vorgenannten Aufgaben und Herausforderungen können  
5 mit der hierin vorgeschlagenen und beschriebenen Umformmaschine, insbesondere dem hierin vorgeschlagenen Hydrauliksystem, gelöst werden.

FIG. 3 zeigt den Schmiedehammer 1 in einem Betriebszustand, in welchem der Bär 8 im ersten Umkehrpunkt U1, d.h. vorliegend dem unteren Umkehrpunkt,  
10 ist. Indem der Bär 8, insbesondere das Oberwerkzeug 9 auf das Werkstück 26 auftrifft, wird die jeweils bewegte Masse, umfassend insbesondere die Masse des Bären 8, des Oberwerkzeugs 9, des Kolbens 6, der Kolbenstange 7, abgebremst, wobei die Bewegungsenergie in Umformenergie in das Werkstück 26 zu dessen Umformung eingebracht wird.

15

Insbesondere durch das hierin vorgeschlagene Hydrauliksystem mit während des Arbeitszyklus gleichzeitig betreibbarer Hydropumpe 27 und Hydrogenerator 16 ist es möglich, die Endgeschwindigkeit des Bären 8 vergleichsweise genau einzustellen, so dass vorteilhafte Schmiedeergebnisse erhalten werden können.

20

Unmittelbar anschließend an oder im Bereich des Auftreffens des Oberwerkzeugs 9 auf das Werkstück 26 kann an der abgebremsten Masse ein insbesondere in Abhängigkeit des Materials des Werkstücks mehr oder weniger ausgeprägter Rückprall auftreten, der eine Beschleunigung in einer vom Unterwerkzeug 4 weg gerichteten Richtung mit sich bringt. Auftreffen und Rückprall  
25 können beispielsweise in einem Zeitbereich von 0,5 ms bis 20 ms stattfinden.

Durch den Rückprall wird insbesondere der Kolben 6 vom ersten Umkehrpunkt U1 schlagartig in Richtung des zweiten Umkehrpunkts U2 bewegt. Dadurch  
30 entsteht einerseits im Kolbenraum 21 für das darin befindliche Hydraulikfluid eine Verdrängungswirkung, und andererseits entstehen im Ringraum 22 bzw. im entstehenden Ringraum 22 ein Unterdruck und korrespondierend dazu eine Sogwirkung.

Um den im Hydrauliksystem geänderten Bedingungen im Bereich des Aufpralls und/oder ersten Umkehrpunkts Rechnung zu tragen wird das Wegeventil 13 durch die Steuereinheit 19 entsprechend gesteuert, insbesondere derart, dass  
5 der dritte Anschluss A3 fluidtechnisch mit dem ersten Anschluss A1 verbunden ist, und dass der zweite Anschluss A2 mit dem vierten Anschluss A4 des Wegeventils 13 verbunden ist. Dadurch werden der der Kolbenraum 21 fluidtechnisch mit dem Hydrogenerator 16, und der Ringraum 22 fluidtechnisch mit der Druckseite 12 der Hydraulikpumpe 11 verbunden. Eine entsprechende Umsteuerung des Wegeventils 23 kann zeitlich auch schon vor dem ersten Umkehrpunkt U1 erfolgen, beispielsweise in dem Zeitpunkt, in dem der Bär 9 die gewünschte Endgeschwindigkeit aufweist. Beispielsweise kann ein Umschalten des Wegeventils 23 zu einem Zeitpunkt erfolgen, in welchem die jeweils gewünschte Endgeschwindigkeit erreicht, und ein ggf. erforderliches Abbremsen oder Abbremsvorgang des Kolbens 6 oder Bären 8 abgeschlossen ist. Der Abbremsvorgang kann beispielsweise im Endbereich der Bewegung des Bären 8 in Richtung des Umformbereichs bzw. in Richtung des Werkstücks 26 erfolgen. Das Ende des Abbremsvorgangs kann zeitlich vor dem Auftreffzeitpunkt des Bären 8 im Arbeitsbereich liegen. Insoweit kann ein Umschalten des Wegeventils 23 zeitlich, insbesondere kurz vor dem Auftreffzeitpunkt erfolgen, insbesondere derart dass die jeweils erforderliche Schaltstellung des Wegeventils 23  
10 15 20  
zumindest im Auftreffzeitpunkt vorliegt.

Generell kann die Steuerung des Wegeventils 23 derart erfolgen, dass Steuerungsvorgänge, insbesondere unter Berücksichtigung etwaiger Systemträgheiten oder Schaltzeiten, zeitlich vorversetzt derart eingeleitet werden, dass die für einen gewissen Zeitpunkt erforderliche Schaltstellung des Wegeventils 23 im jeweiligen Zeitpunkt sicher erreicht ist.  
25

30 In der Schaltstellung des Wegeventils 13, welche in dem Betriebszustand der FIG. 4 gezeigt ist, kann durch die Verdrängungswirkung aus dem Kolbenraum 21 verdrängtes Hydraulikfluid 30 über den Hydrogenerator 16 in den Hydrauliktank 15 abgeleitet werden. Insbesondere kann z.B. die mit dem Rückprall im

Hydrauliksystem erzeugte und durch Dekompression des Hydrauliksystems frei werdende elastische Energie vom Hydrogenerator 16 in elektrische Energie gewandelt werden, wobei der Hydrogenerator 16 über den Servogenerator 29 entsprechend gesteuert wird, so dass dieser vom Hydromotor 28 angetrieben  
5 die elastische Energie zumindest teilweise in elektrische Energie umwandeln kann.

Die elektrische Energie kann in dem mit dem Servogenerator 29 elektrisch verbundenen Energiespeicher 24 gespeichert werden und z.B. für nachfolgende  
10 Arbeitszyklen zum elektrischen Antreiben der Hydropumpe 27 u.a. verwendet werden.

Ferner kann durch die fluidtechnische Verbindung von Hydropumpe 27 und Ringraum 22 dem Ringraum 22 Hydraulikfluid 30 zugeführt werden, um zumindest teilweise das durch die Bewegung des Kolbens in Richtung des zweiten  
15 Umkehrpunkts U2 im Ringraum 22 erforderliche Hydraulikfluid bereitzustellen bzw. den Ringraum 22 entsprechend der Bewegung des Kolbens 6 zumindest teilweise mit Hydraulikfluid 30 zu versorgen.

Aufgrund der beim Rückprall auftretenden vergleichsweise hohen Beschleunigungen kann es vorkommen, dass die durch die Bewegung des Kolbens 6 in Richtung des zweiten Umkehrpunkts U2 verursachte Volumenänderung des Ringraums 22 größer ist als der von der Hydropumpe 27 gelieferte Volumenstrom. In dieser Situation kann ringraumseitig trotz aktiver Hydropumpe 27 ein  
20 Unterdruck bzw. eine Sogwirkung, entstehen, der/die gemäß der hierin vorgeschlagenen Lösung durch das ringraumseitige Nachsaugventil 25 ausgeglichen werden kann. Durch das ringraumseitige Nachsaugventil 25 ist der Ringraum 22 fluidtechnisch mit dem Hydrauliktank 15 verbunden, so dass durch die Sogwirkung bedingt Hydraulikfluid 30 vom Hydrauliktank 15 in den Ringraum  
25 22 nachfließen kann.  
30

Das bzw. die Nachsaugventile 25, können, wie bereits erwähnt, als Rückschlagventile ausgebildet sein, und bieten die Möglichkeit, Unterdruckspitzen

im Hydrauliksystem aufzufangen, ohne dass es hierzu einer vollumfänglichen Steuerung des Hydrauliksystems durch die Steuereinheit 19 bedarf.

Insbesondere ist es zum Ausgleich von Unterdruckspitzen, oder generell Unterdrücken, nicht erforderlich, die Hydropumpe 27, beispielsweise im Bereich  
5 des Rückpralls, entsprechend mit erhöhter Drehzahl und entsprechend hoher Förderleistung zu betreiben. Stattdessen kann nach Umsteuern des Wegeventils 13 entsprechend der Konfiguration nach FIG. 4, bei welcher die Hydropumpe 27 fluidtechnisch mit dem Ringraum 22 und der Hydrogenerator 16 fluid-  
10 technisch mit dem Kolbenraum 21 verbunden sind, die Hydropumpe 27 durch die Steuereinheit 19 beispielsweise mit einer Mindestdrehzahl bzw. Mindestfördermenge betrieben werden, die erforderlich ist um den Kolben 6, nach Abklingen des Rückpralls, mit der jeweils gewünschten Geschwindigkeit zum zweiten Umkehrpunkt U2 zu bewegen. Auf diese Weise kann insbesondere der  
15 Steuerungsaufwand reduziert werden.

Die Bewegung des Kolbens 6 vom ersten U1 zum zweiten Umkehrpunkt U2 kann in beispielhaften Arbeitszyklen z.B. in etwa 500 ms erfolgen.

Bei Erreichen oder in einem Zeitraum vor Erreichen des zweiten Umkehrpunkts U2 kann die Steuereinheit 19 den Hydraulikkreis, insbesondere Wegeventil 13 und Hydropumpe 27 und Hydrogenerator 16, derart steuern, dass der Kolben 6 mitsamt der mit diesem verbundenen bewegten Masse abgebremst wird. Der Abbremsvorgang kann in beispielhaften Arbeitszyklen z.B. in einer Zeitspanne  
20 von ca. 100 ms erfolgen.  
25

Zur Abbremsung des Kolbens 6 und der damit bewegten Masse im Bereich des zweiten Umkehrpunkts U2 kann die Steuereinheit 19 den Hydrogenerator 16 derart ansteuern, dass dem vom Kolbenraum 21 rückströmenden Hydraulikfluid  
30 durch den Hydrogenerator 16 hydraulische Energie entzogen wird, so dass der Hydrogenerator 16 als hydrofluidische Bremse wirkt.

Gleichzeitig kann, sofern nicht bereits geschehen, die Hydropumpe 27 so gesteuert werden, dass deren Fördermenge reduziert wird oder ist, beispielsweise derart, dass die Hydropumpe 27 mit der Mindestdrehzahl betrieben wird.

- 5 Bei der Abbremsung wirkt bei einem Oberdruck betriebenen Schmiedehammer entsprechend der Figuren die auf die bewegte Masse wirkende Schwerkraft zusätzlich bremsend für die Bewegung in Richtung des zweiten Umkehrpunkts U2.
- 10 Zur Abbremsung im Bereich des zweiten Umkehrpunkts U2 wird, ggf. unter Verwendung von sensorbasiert erfassten Positions- und/oder Geschwindigkeitsdaten des Bären 8, das Hydrauliksystem jedenfalls so gesteuert, dass der Bär 8 im zweiten Umkehrpunkt U2 vollständig abgebremst ist. Lediglich der Vollständigkeit wird angemerkt, dass im ersten Umkehrpunkt U1 die Abbremsung der bewegten Masse durch den Schmiedevorgang als solchen erfolgt, wo-
- 15 bei jedoch im ersten Umkehrpunkt U1 Effekte wie Rückprall durch geeignete Steuerung des Hydrauliksystems aufzufangen oder zu bewältigen sind.

Nach dem Abbremsen im zweiten Umkehrpunkt U2 kann die Steuereinheit 19

20 das Hydrauliksystem entsprechend des vorweg beschriebenen Ablaufschemas zur Ausführung eines weiteren Arbeitszyklus steuern. Dabei kann die Steuereinheit 19 das Wegeventil 13 derart steuern, dass die Hydropumpe 27, wie in FIG. 2 gezeigt, fluidtechnisch wieder mit dem Kolbenraum 21 und der Hydrogenerator 16 fluidtechnisch wieder mit dem Ringraum 22 verbunden ist.

25 Sofern in einem nachfolgenden Arbeitszyklus etwa eine von einem vorausgehenden Arbeitszyklus verschiedene Auftreffgeschwindigkeit erforderlich ist, können die Hydropumpe 27 und der Hydrogenerator 16 bei der Beschleunigung der bewegten Masse, und ggf. bei der Abbremsung der bewegten Masse zur

30 Einstellung der gegebenen Auftreffgeschwindigkeit entsprechend gesteuert werden.

Hierbei soll angemerkt werden, dass eine Veränderung oder Variation der Auftreffgeschwindigkeit mit dem hierin vorgeschlagenen Hydrauliksystem und der hierin vorgeschlagenen Verschaltung der Hydropumpe 27, des Wegeventils 13 und des Hydrogenerators 16 und der damit verbundenen Steuerung 19 vergleichsweise einfach bewerkstelligt werden kann. Insbesondere kann mit dem hierin vorgeschlagenen System auf veränderte Randbedingungen vergleichsweise flexibel reagiert werden durch entsprechende Veränderung der Steuerung, ggf. unter zusätzlicher Auswertung von Druck-, Positions-, oder Geschwindigkeitssensoren.

10

FIG. 5 zeigt ein Arbeitsdiagramm betreffend Betriebs- und Steuergrößen des Schmiedehammers 1, wobei insgesamt fünf Kurven dargestellt sind, wobei eine erste Drehzahlkurve D1 die zeitliche Abhängigkeit bzw. den zeitlichen Verlauf der Drehzahl der Hydraulikpumpe 11 beschreibt. Eine zweite Drehzahlkurve D2 beschreibt die zeitliche Abhängigkeit bzw. den zeitlichen Verlauf der Drehzahl des Hydrogenerators 16.

Eine erste Drehmomentkurve M1 beschreibt die zeitliche Abhängigkeit bzw. den zeitlichen Verlauf des Drehmoments der Hydraulikpumpe 11, und eine zweite Drehmomentkurve M2 zeigt die zeitliche Abhängigkeit bzw. den zeitlichen Verlauf des Drehmoments des Hydrogenerators 16.

Eine Bewegungskurve B beschreibt die zeitliche Abhängigkeit bzw. den zeitlichen Verlauf des Hubs des Kolbens 6 oder Bären 8. Gemäß der Bewegungskurve B bewegt sich der Kolben vom zweiten Umkehrpunkt U2 aus zum ersten Umkehrpunkt U1, und dann wieder zurück zum ersten Umkehrpunkt U1.

In dem beispielhaft gezeigten Bewegungsablauf nach Bewegungskurve B befindet sich der Kolben 6 bzw. Bär 8, entsprechend dem Start eines Arbeitszyklus, in einem Startzeitpunkt  $t_0$  bei  $t=0$  im zweiten Umkehrpunkt U2. Vom zweiten Umkehrpunkt U2 aus wird der Bär 8 bzw. Kolben 6 beschleunigt in Richtung des ersten Umkehrpunktes U1, wobei das Wegeventil 13 derart gesteuert wird, dass die Hydropumpe 27 fluidtechnisch verbunden ist mit dem Kolben-

30

raum 21. Der Hydrogenerator 16 ist in diesem Betriebszustand fluidtechnisch verbunden mit dem Ringraum 22.

Zur Beschleunigung wird das Pumpendrehmoment der Hydropumpe 27 und  
5 damit die ins Hydrauliksystem übertragbare Leistung entsprechend einer vergleichsweise steilen Flanke erhöht, in der vorliegend beispielhaften Kurve nach FIG. 5 bis auf etwa 1100Nm.

Mit steigender Geschwindigkeit des Bären 8 sinkt das zur Beschleunigung des  
10 Bären 9 erforderliche Drehmoment, nicht zuletzt weil auch die Schwerkraft der bewegten Masse zur Beschleunigung beiträgt. Der Bär 8, und die bewegte Masse wird bis zu einem ersten Zeitpunkt  $t_1$ , der vor einem zweiten Zeitpunkt  $t_2$  liegt, in welchem der Bär 8 den ersten Umkehrpunkt U1 erreicht, beschleunigt.

15 Einhergehend mit zunehmender Geschwindigkeit des Bären 8 bzw. Kolbens 6 steigt die Drehzahl der Hydropumpe 27 von der Mindestdrehzahl  $D_{min}$  bis zur Maximaldrehzahl  $D_{max}$  korrespondierend zu der durch die Bewegung des Kolbens 6 verursachten Volumenänderung des Kolbenraums 21. Im gleichen Zeitraum  
20 zwischen  $t_0$  und  $t_1$  wird Hydraulikfluid 30, bei steigendem Volumenstrom, aus dem Ringraum 21 verdrängt, wobei einhergehend mit dem steigenden Volumenstrom die Drehzahl des Hydrogenerators 16, d.h. die Drehzahl des Hydromotors 28 des Hydrogenerators 16, steigt.

25 Im Zeitraum zwischen dem ersten Zeitpunkt  $t_1$  und dem Auftreffpunkt, der im Diagramm im Wesentlichen dem ersten Umkehrpunkt U1 zugeordneten zweiten Zeitpunkt  $t_2$  entspricht, sprich im Zeitraum zwischen dem Ende der Beschleunigungsphase und dem Auftreffzeitpunkt, kann optional noch eine Einstellung der jeweiligen Endgeschwindigkeit erfolgen.

30 Zur Einstellung der Geschwindigkeit kann das Wegeventil 13 so umgesteuert werden, dass die Hydropumpe 27 mit dem Ringraum 22 und der Hydrogenerator 16 mit dem Kolbenraum 21 verbunden ist. Dabei kann, wie beispielhaft im

Diagramm gezeigt ist, das Drehmoment des Hydrogenerators 16 im Zeitraum zwischen  $t_1$  und  $t_2$  erhöht werden, was insbesondere bedeutet, dass dem in den Kolbenraum fließenden Hydraulikfluid Energie entzogen wird, was letztendlich den Volumenstrom zum Kolbenraum 21 bremst, wodurch für den Bären 9 eine bremsende Wirkung erzeugt werden kann. D.h. der Hydrogenerator 16 wirkt in diesem Zeitraum als hydrofluidische Bremse, um gegebenenfalls einer weiteren Beschleunigung des Bären 8 nach Erreichen der Endgeschwindigkeit zu entgegenzuwirken.

Die Drehzahl des Hydrogenerators 16 ist in dem genannten Zeitpunkt zwischen  $t_1$  und  $t_2$  etwa konstant (siehe Kurve D2). Vor dem Zeitpunkt  $t_1$ , im Beispiel der FIG. 5 im Zeitintervall zwischen  $t_0$  und  $t_1$ , kann die Drehzahl des Hydrogenerators 16 auf die zum generatorischen Betrieb erforderliche Drehzahl eingestellt, insbesondere hochgefahren werden.

15

Das Drehmoment des Hydrogenerators 16 (siehe Kurve M2) steigt bis zum zweiten Zeitpunkt  $t_2$  an, was z.B. bedeuten kann, dass der Hydrogenerator 16 dem hydraulischen System tatsächlich hydraulische Energie entzieht.

Im Hinblick auf die in FIG. 5 gezeigten beispielhaft angegebenen Verläufe von Drehmoment und Drehzahl des Hydromotors 28 und Hydrogenerators 16 soll bemerkt werden, dass der jeweils tatsächliche Verlauf der Kurven in Abhängigkeit des jeweiligen Hydrauliksystems abweichen kann. Beispielsweise kann der Verlauf von Drehzahl und/oder Drehmoment gegenüber den Zeitpunkten  $t_0$  bis  $t_4$  zeitlich versetzt sein, was beispielsweise durch unterschiedliche Massenträgheiten und/oder Fluidträgheiten des Hydraulikfluids und/oder von Komponenten des Hydrauliksystems bedingt sein kann. Beispielsweise kann die Erhöhung der Drehzahl des Hydrogenerators 16 vor dem Zeitpunkt  $t_1$  auf die zum generatorischen Betrieb erforderliche oder geeignete Drehzahl auch anderweitig als durch den in FIG. 5 gezeigten Verlauf erreicht werden. Mit anderen Worten können Drehzahl und Drehmoment von Hydromotor und/oder Hydrogenerator von unterschiedlichen Schmiedehämmern in Abhängigkeit der jeweili-

gen Auslegung und Dimensionierung insbesondere des Hydrauliksystems von dem in FIG. 5 gezeigten Verlauf abweichen.

Zeitgleich wird in dem Zeitraum zwischen  $t_1$  und  $t_2$  die Hydropumpe 27 derart  
5 gesteuert, dass die Drehzahl auf die Mindestdrehzahl  $D_{min}$  sinkt wobei das Drehmoment ab dem Erreichen der Endgeschwindigkeit ansteigt.

Hierbei soll erwähnt werden, dass Drehzahl und Drehmoment der Hydropumpe 27 derart eingestellt werden, dass ab dem zweiten Zeitpunkt  $t_2$  der Kolben mit  
10 einer vorgegebenen Rückholgeschwindigkeit, beispielsweise 2m/s, vom ersten Umkehrpunkt  $U_1$  in Richtung des zweiten Umkehrpunkts  $U_2$  bewegt werden kann.

Ab dem zweiten Zeitpunkt  $t_2$  wird die Hydropumpe 27 entsprechend dem in  
15 FIG. 5 gezeigten beispielhaften Verlauf entsprechend der zuvor eingestellten Mindestdrehzahl  $M_{min}$  und dem entsprechenden Drehmoment betrieben, und Bär 8 bzw. Kolben 6 werden vom ersten Umkehrpunkt  $U_1$  zum zweiten Umkehrpunkt  $U_2$  bewegt. Damit der Hydrogenerator 16 für die Rückholbewegung nicht als hydraulische Bremse wirkt, und bremsend auf die Hydropumpe 27  
20 wirkt, wird nach dem zweiten Zeitraum das Drehmoment des Hydrogenerators 16 auf Null reduziert. Die Drehzahl des Hydrogenerators 16, d.h. des Hydromotors 28, resultiert in diesem Zeitraum insbesondere aus dem Volumenstrom des aus dem Kolbenraum 21 verdrängten Hydraulikfluids 30.

25 Die Rückholbewegung des Kolbens 6 wird ab einem dritten Zeitpunkt  $t_3$  verlangsamt, derart, dass der Kolben 6 samt der damit verbundenen bewegten Masse im zweiten Umkehrpunkt  $U_2$  abgebremst ist, und der Arbeitszyklus von neuem durchlaufen werden kann.

30 Zum Abbremsen wird das Drehmoment des Hydrogenerators 16 erhöht, so dass dieser als hydraulische Bremse zur Abbremsung der in Richtung des zweiten Umkehrpunkts  $U_2$  sich bewegenden Masse wirkt. Einhergehend damit wird das Drehmoment der Hydropumpe 27 verringert, was ebenfalls zu einer Verlang-

samung der Rückholbewegung führt. Durch diese Maßnahmen und der wirkenden Schwerkraft wird die sich bewegende Masse bis zu einem vierten Zeitpunkt t4, der das Ende des Arbeitszyklus definiert, vollständig abgebremst.

- 5 Auf den vierten Zeitpunkt kann ein weiterer, entsprechend des vorweg beschriebenen Arbeitszyklus ausgeführter Arbeitszyklus folgen, wobei nach Umsteuerung des Wegeventils 13 bei der die Hydropumpe 27 wieder mit dem Kolbenraum 21 und der Hydrogenerator 16 wieder mit dem Ringraum 22 verbunden werden.

10

Insgesamt zeigt sich, dass mittels des vorgeschlagenen Hydrauliksystems eine vergleichsweise genaue Steuerung von Hydromotor 28 und Hydrogenerator 16 möglich ist, derart, dass der Bär 8 entsprechend eines jeweils vorgegebenen Bewegungsablaufs und Bewegungs- und Geschwindigkeitsverlaufs gesteuert werden kann, und gleichzeitig im hydraulischen System anfallende Verlustenergie in Nutzenergie gewandelt werden kann. Es können durch die hierin vorgeschlagene Steuerung und den vorgeschlagenen Aufbau des hydraulischen Systems des Schmiedehammers vergleichsweise genaue und energieeffiziente Arbeitszyklen für den Differentialzylinder 2 und Schmiedehammer 1 umgesetzt werden.

20

Insbesondere durch die Möglichkeit des gleichzeitigen Betriebs von Hydropumpe 27 und Hydrogenerator 16 kann eine vergleichsweise genaue und zuverlässige Einstellung des Bewegungsablaufs und der Geschwindigkeit, insbesondere Endgeschwindigkeit bzw. Auftreffgeschwindigkeit, des Bären 9 erreicht werden.

25

Eine Entlastung und Vereinfachung der Steuerung der hierin vorgeschlagenen Anordnung aus Hydropumpe, Hydrogenerator und Wegeventil kann z.B. durch die Nachsaugventile 25 erreicht werden, die sozusagen automatisch, etwaige Unterdruckzustände und Druckspitzen, beispielsweise hydraulische Schläge auf Kolben, Hydropumpe, Hydrogenerator und/oder Wegeventilbaugruppe, im hydraulischen System ausgleichen können. Letzteres wirkt sich nicht nur vorteil-

30

haft auf den Steuerungsaufwand, sondern es kann gleichzeitig auch ein vergleichsweise verschleißarmer Betrieb erreicht werden.

**Bezugszeichenliste**

- 1 Schmiedehammer
- 2 Differentialzylinder
- 3 Untergesenk
- 4 Unterwerkzeug
- 5 Zylinderrohr
- 6 Kolben
- 7 Kolbenstange
- 8 Bär
- 9 Oberwerkzeug
- 10 Servomotor
- 11 Hydraulikpumpe
- 12 Druckseite
- 13 Wegeventil
- 14 Saugseite
- 15 Hydrauliktank
- 16 Hydrogenerator
- 17 Eingangsseite
- 18 Ausgangsseite
- 19 Steuereinheit
- 20 Drucksensor
- 21 Kolbenraum
- 22 Ringraum
- 23 Positions- oder Geschwindigkeitssensor
- 24 Energiespeicher
- 25 Nachsaugventil
- 26 Werkstück
- 27 servomotorische Hydropumpe
- 28 Hydromotor
- 29 Servogenerator
- 30 Hydraulikflüssigkeit

U1	erster Umkehrpunkt
U2	zweiter Umkehrpunkt
A1 – A4	erster bis vierter Anschluss
D1, D2	Drehzahlkurve
M1, M2	Drehmomentkurve
B	Bewegungskurve
t0	Startzeitpunkt
t1 – t4	erster bis vierter Zeitpunkt
Dmin	Minimale Drehzahl
Dmax	Maximale Drehzahl

## Patentansprüche

1. Umformmaschine (1), insbesondere Schmiedehammer (1), zur umformenden Bearbeitung von Werkstücken (26), umfassend ein Schlagwerkzeug (8, 9) und einen mit dem Schlagwerkzeug (8, 9) gekoppelten und zum Antrieb des Schlagwerkzeugs (8, 9) ausgebildeten hydraulischen Linearantrieb (2, 13, 16, 19, 27) mit einem Hydraulikkreis umfassend eine servomotorische Hydropumpe (27), einen über ein Wegeventilbaugruppe (13) der Hydropumpe (27) fluidtechnisch nachgeschalteten Hydraulikzylinder (2), insbesondere Differentialzylinder (2), und einen über die Wegeventilbaugruppe (13) dem Hydraulikzylinder (2) fluidtechnisch nachgeschalteten servomotorischen Hydrogenerator (16), und umfassend des Weiteren eine zumindest zur Steuerung (19) der Hydropumpe (27), des Hydrogenerators (16) und der Wegeventilbaugruppe (13) ausgelegte Steuereinheit (19).
2. Umformmaschine (1) nach Anspruch 1, wobei die Steuereinheit (19) derart eingerichtet ist, dass zumindest zeitweise während einer Arbeitsbewegung des Hydraulikzylinders (2) die Wegeventilbaugruppe (13) so angesteuert ist, dass die Hydropumpe (27) mit einem ersten Fluidraum (21), insbesondere Kolbenraum (21), und der Hydrogenerator (16) mit einem zweiten Fluidraum, insbesondere Ringraum (22), des Hydraulikzylinders (2), fluidtechnisch verbunden sind, und dass zumindest zeitweise während einer Rückholbewegung des Hydraulikzylinders (2) die Wegeventilbaugruppe (13) so angesteuert ist, dass die Hydropumpe (27) mit dem zweiten Fluidraum (22) und der Hydrogenerator (16) mit dem ersten Fluidraum (21) des Hydraulikzylinders (2) fluidtechnisch verbunden sind, und/oder wobei die Steuereinheit (19) derart eingerichtet ist, dass die Hydropumpe (27) in sequentiell aufeinander folgenden, insbesondere unmittelbar aufeinanderfolgenden, Abschnitten eines Arbeitszyklus des Hydraulikzylinders (2) abwechselnd mit einem bzw. dem ersten Fluidraum (21) und zweiten Fluidraum (22) des Hydraulikzylinders (2) verbunden ist, wobei

optional der Hydrogenerator (16) korrespondierend abwechselnd mit dem zweitem Fluidraum (22) und dem erstem Fluidraum (21) verbunden ist.

- 5 3. Umformmaschine (1) nach Anspruch 1 oder 2, wobei die Wegeventilbaugruppe (13) ein 4/2 Wegeventil (13) umfasst, oder wobei die Wegeventilbaugruppe zumindest vier einzelne, in einer Brückenschaltung fluidtechnisch miteinander verbundene Hydraulikventile umfasst, wobei die Brückenschaltung optional als eine Ringschaltung von vier Hydraulikventilen mit zwischengeschalteten Anschlussstellen ausgebildet ist, weiter optional als Parallelschaltung jeweils zweier in Serie geschalteter Hydraulikventile umgesetzt ist, und/oder
- 10 wobei die Hydropumpe (27) unter Verwendung der Wegeventilbaugruppe (13) als unidirektionale servomotorische Hydropumpe (27) eingerichtet und in den Hydraulikkreis integriert ist, und/oder wobei der servomotorische Hydrogenerator (16) unter Verwendung der Wegeventilbaugruppe (13) als unidirektionaler servomotorischer Hydrogenerator (16) eingerichtet und in den Hydraulikkreis integriert ist und/oder
- 15 wobei der Hydraulikkreis mehrere fluidtechnisch parallel geschaltete Hydropumpen (27) und/oder der Hydraulikkreis mehrere fluidtechnisch parallel geschaltete Hydrogeneratoren (16) umfasst/umfassen.
- 20
4. Umformmaschine (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 3, wenn abhängig von Anspruch 2, wobei der Hydraulikkreis zumindest ein Nachsaugventil (25) umfasst, welches fluidtechnisch mit einer Nachsaugquelle (15) einerseits und mit zumindest einem Fluidraum (21, 22) des Hydraulikzylinders (2), insbesondere dem Kolbenraum (21) und/oder Ringraum (22), andererseits verbunden ist, wobei die fluidtechnische Anbindung des Nachsaugventils (25) optional derart ausgebildet ist, dass ein in dem
- 25
- 30 zumindest einen Fluidraum (21, 22) beim Betrieb des Hydraulikzylinders (2), insbesondere Differentialzylinders (2), entstehender Unterdruck durch Nachsaugen von Hydraulikfluid über das Nachsaugventil (25) ausgleichbar ist.

5. Umformmaschine (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 4, wobei die Steuereinheit (19) eingerichtet ist zur Steuerung der Pumpendrehzahl der Hydropumpe (27) derart, dass diese während des Betriebs zumindest mit einer von Null verschiedenen Mindestdrehzahl ( $D_{min}$ ) betrieben wird, wobei die Pumpendrehzahl in einem Arbeitsbereich eines Arbeitszyklus des Hydraulikzylinders (2) vorzugsweise zunächst von der Mindestdrehzahl ( $D_{min}$ ) auf eine Maximaldrehzahl ( $D_{max}$ ) erhöht und anschließend von der Maximaldrehzahl ( $D_{max}$ ) auf die Mindestdrehzahl ( $D_{min}$ ) erniedrigt wird, wobei optional die Steuereinheit (19) derart eingerichtet ist, dass die Hydraulikpumpe (27) während mehrerer unmittelbar aufeinanderfolgender Arbeitszyklen stets zumindest mit der Mindestdrehzahl ( $D_{min}$ ) betrieben wird, wobei weiter optional die Steuereinheit (19) derart eingerichtet ist, dass die Hydraulikpumpe (27) zunächst mit der Mindestdrehzahl ( $D_{min}$ ) aktiviert ist, und anschließend die Pumpendrehzahl in einem Arbeitsbereich eines Arbeitszyklus des Hydraulikzylinders (2) zunächst von der Mindestdrehzahl ( $D_{min}$ ) auf eine Maximaldrehzahl ( $D_{max}$ ) erhöht wird, und weiter optional in einem anschließenden Arbeitsabschnitt die Pumpendrehzahl von der Maximaldrehzahl ( $D_{max}$ ) auf die Mindestdrehzahl ( $D_{min}$ ) erniedrigt wird, insbesondere derart, dass die Mindestdrehzahl ( $D_{min}$ ) in einem Umkehrpunkt des Hydraulikzylinders (2) erreicht ist, wobei weiter optional die Zunahme der Pumpendrehzahl der Hydraulikpumpe (27) entsprechend einer linearen Funktion der Zeit erfolgt, wobei weiter optional die Steuereinheit (19) derart eingerichtet ist, dass bei Erreichen einer vorgegebenen Endgeschwindigkeit des Schlagwerkzeugs (8, 9) ab dem Erreichen der Maximaldrehzahl ( $D_{max}$ ) die Pumpendrehzahl der Hydraulikpumpe (27) verringert wird, so dass unter Einwirkung der im Hydraulikkreis herrschenden hydraulischen Kräfte, und gegebenenfalls der auf das Schlagwerkzeug (8, 9) wirkenden Schwerkraft die vorgegebene Endgeschwindigkeit im oder kurz oder unmittelbar vor dem Umkehrpunkt, oder Umformpunkt, oder im oder kurz oder unmittelbar vor dem Umkehrpunkt des Umformpunkts, erreicht ist, wobei optional zur Einstellung der

Endgeschwindigkeit der Hydrogenerator (16) als hydraulische Bremse betrieben wird, um den Hydraulikkolben (2) aktiv abzubremsen.

6. Umformmaschine (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 5, wobei die Steuereinheit (19) derart zur Steuerung der Hydropumpe (27) ausgebildet und eingerichtet ist, dass eine maximale Vorschubgeschwindigkeit des Differentialzylinders (2) im Bereich zwischen 1,0 bis 6m/s liegt, oder etwa 1,5m/s oder 5m/s beträgt, und dass bevorzugt eine maximale Rückholgeschwindigkeit des Differentialzylinders (2) im Bereich zwischen 1,5m/s und 2,5m/s liegt oder etwa 2m/s beträgt, und/oder wobei die Steuereinheit (19) derart eingerichtet ist, dass ein Ausgangspunkt zum Start eines Umform- oder Schmiedevorgangs in Abhängigkeit einer jeweils erforderlichen Endgeschwindigkeit in Abhängigkeit der in Bewegungsrichtung des Hydraulikkolbens (2) gemessenen Höhe des umzuformenden Werkstücks (26), und/oder in Abhängigkeit des jeweiligen Umformwerkzeugs zur Umformung des Werkstücks (26) parallel zur Bewegungsrichtung des Hydraulikkolbens (2) eingestellt ist, und/oder wobei die Steuereinheit derart eingerichtet ist, dass der vom Schlagwerkzeug (8, 9) während eines Schmiedezyklus zurückgelegte Weg minimal ist, und/oder wobei die Steuereinheit (19) derart eingerichtet ist, dass eine Schlagenergie eines zuletzt gefahrenen Hubs dazu verwendet wird, die Startposition des Hydraulikkolbens (2) auf Grundlage einer darauffolgend erforderlichen Schlagenergie zu errechnen, wobei die die Startposition optional in Abhängigkeit der jeweiligen Höhe des umzuformenden Werkstücks (26) eingestellt wird, und/oder wobei die Steuereinheit (19) derart eingerichtet ist, dass eine Position, insbesondere Ausgangsposition, des Hydraulikkolbens (2) zum Beginn oder in einen definierten Zeitpunkt während eines Umform- oder Schmiedezyklus ermittelt und als Berechnungsgrundlage zur Ermittlung einer Ausgangsposition des Hydraulikkolbens (2) und/oder von Betriebsparametern zur Bewegungssteuerung des Hydraulikkolbens (2) für einen zeitlich darauffolgenden Umform- oder Schmiedevorgang verwendet wird.

7. Umformmaschine (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 6, umfassend des Weiteren einen Energiespeicher (24), welcher zum Zwecke der Einspeisung von durch den Hydrogenerator (16) erzeugter elektrischer Energie mit dem Hydrogenerator (16) verbunden ist.
- 5
8. Verfahren zur Steuerung eines Arbeitszyklus einer Umformmaschine (1), insbesondere einer schlagenden Umformmaschine, insbesondere eines Schmiedehammers (1), wobei ein mit einem Schlagwerkzeug (8, 9) gekoppelter Hydraulikzylinder (2), insbesondere Differentialzylinder (2),  
10 durch eine über einen Hydraulikkreis und eine dem Hydraulikzylinder (2) fluidtechnisch vorgeschaltete Wegeventilbaugruppe (13) fluidtechnisch gekoppelte, servomotorische Hydropumpe (27) eines hydraulischen Linearantriebs (2, 13, 16, 19, 27) durch Zufuhr von Hydraulikfluid (30) angetrieben wird, wobei dabei vom Differentialzylinder (2) abfließendes  
15 Hydraulikfluid (30) über die Wegeventilbaugruppe (13) an einen in den Hydraulikkreis der Wegeventilbaugruppe (13) fluidtechnisch nachgeschalteten servomotorischen Hydrogenerator (16) geleitet wird.
9. Verfahren nach Anspruch 8, wobei zumindest zeitweise während einer  
20 Arbeitsbewegung des Hydraulikzylinders (2), die Wegeventilbaugruppe (13) so angesteuert wird, dass die Hydropumpe (27) mit einem ersten Fluidraum (21) des Hydraulikzylinders (2), insbesondere Kolbenraum (21), und der Hydrogenerator (16) mit einem zweiten Fluidraum (22) des Hydraulikzylinders (2), insbesondere Ringraum (22), fluidtechnisch  
25 verbunden sind, und dass zumindest zeitweise während einer darauffolgenden Rückholbewegung des Hydraulikzylinders (2) die Wegeventilbaugruppe (13) so angesteuert ist/wird, dass die Hydropumpe (27) mit dem zweiten Fluidraum (22), insbesondere Ringraum (22), und der Hydrogenerator (16) mit dem ersten Fluidraum (21), insbesondere Kolbenraum  
30 (21), des Hydraulikzylinders (2) fluidtechnisch verbunden sind, und/oder wobei die Hydropumpe (27) in sequentiell aufeinander folgenden, insbesondere unmittelbar aufeinanderfolgenden, Abschnitten eines Arbeitszyklus des Hydraulikzylinders (2) abwechselnd mit einem bzw. dem ers-

ten Fluidraum (21) und zweiten Fluidraum (22) des Hydraulikzylinders (2) verbunden ist, wobei optional der Hydrogenerator (16) korrespondierend abwechselnd mit dem zweiten Fluidraum (22) und dem ersten Fluidraum (21) verbunden ist.

5

10. Verfahren nach einem der Ansprüche 8 oder 9, die Hydropumpe (27) durch die Steuereinheit (19) derart gesteuert wird, dass die Hydropumpe (27) während des Betriebs zumindest mit einer von Null verschiedenen Mindestdrehzahl ( $D_{min}$ ) betrieben wird, wobei die Pumpendrehzahl in einem Arbeitsabschnitt eines Arbeitszyklus des Differentialzylinders (2) vorzugsweise zunächst von der Mindestdrehzahl ( $D_{min}$ ) auf eine Maximaldrehzahl ( $D_{max}$ ) erhöht und anschließend von der Maximaldrehzahl ( $D_{max}$ ) auf die Mindestdrehzahl ( $D_{min}$ ) erniedrigt wird, und wobei bevorzugt während eines Rückholabschnitts des Arbeitszyklus die Pumpendrehzahl auf die Mindestdrehzahl ( $D_{min}$ ) eingestellt oder eingeregelt wird, und/oder wobei die Hydropumpe (27) unter Verwendung der Wegeventilbaugruppe (13) als unidirektionale servomotorische Hydropumpe (27) betrieben wird, und/oder wobei der servomotorische Hydrogenerator (16) unter Verwendung der Wegeventilbaugruppe (13) als unidirektionaler servomotorischer Hydrogenerator (16) betrieben wird.

11. Verfahren nach einem der Ansprüche 8 bis 10, wobei zur Beschleunigung eines Kolbens (6) des Hydraulikzylinders (2) in Richtung eines einem Umformbereich (4) der Umformmaschine (1) zugeordneten ersten Umkehrpunkts ( $U_1$ ) die Pumpendrehzahl der Hydropumpe (27) von einer bzw. der Mindestdrehzahl ( $D_{min}$ ), insbesondere in linearer Abhängigkeit von der Zeit, auf eine bzw. die Maximaldrehzahl ( $D_{max}$ ) erhöht wird, derart, dass die Maximaldrehzahl ( $D_{max}$ ) vor Erreichen eines dem Umformbereich (4) zugeordneten ersten Umkehrpunkts ( $U_1$ ) des Hydraulikzylinders (2), erreicht wird, wobei die Pumpendrehzahl der Hydropumpe (27) nach Erreichen der Maximaldrehzahl ( $D_{max}$ ) bevorzugt derart verringert wird, insbesondere in einem linearen Zusammenhang

mit der Zeit, dass die Mindestdrehzahl ( $D_{min}$ ) bei oder mit Erreichen des ersten Umkehrpunkts ( $U_1$ ) erreicht wird, wobei die Hydraulikpumpe (27) während mehrerer unmittelbar aufeinanderfolgender Arbeitszyklen stets zumindest mit der Mindestdrehzahl ( $D_{min}$ ) betrieben wird, wobei  
5 weiter optional die Hydraulikpumpe (27) zunächst mit der Mindestdrehzahl ( $D_{min}$ ) aktiviert wird, und anschließend die Pumpendrehzahl in einem Arbeitsbereich eines Arbeitszyklus des Hydraulikzylinders (2) zunächst von der Mindestdrehzahl ( $D_{min}$ ) auf eine Maximaldrehzahl ( $D_{max}$ ) erhöht wird, und weiter optional in einem anschließenden Arbeitsabschnitt die Pumpendrehzahl von der Maximaldrehzahl ( $D_{max}$ ) auf die Mindestdrehzahl ( $D_{min}$ ) erniedrigt wird, insbesondere derart, dass die Mindestdrehzahl ( $D_{min}$ ) in einem Umkehrpunkt des Hydraulikzylinders (2) erreicht ist, wobei weiter optional bei Erreichen einer vorgegebenen Endgeschwindigkeit des Schlagwerkzeugs (8, 9) ab dem Erreichen  
10 der Maximaldrehzahl ( $D_{max}$ ) die Pumpendrehzahl der Hydraulikpumpe (27) verringert wird, so dass unter Einwirkung der im Hydraulikkreis herrschenden hydraulischen Kräfte, und gegebenenfalls der auf das Schlagwerkzeug (8, 9) wirkenden Schwerkraft die vorgegebene Endgeschwindigkeit im oder kurz oder unmittelbar vor dem Umkehrpunkt, oder  
15 Umformpunkt, oder im oder kurz oder unmittelbar vor dem Umkehrpunkt des Umformpunkts, erreicht ist, wobei optional zur Einstellung der Endgeschwindigkeit der Hydrogenerator (16) als hydraulische Bremse betrieben wird, um den Hydraulikkolben (2) aktiv abzubremsen.

25 12. Verfahren nach einem der Ansprüche 8 bis 11, wobei einhergehend mit Erreichen eines oder des einem Umformbereich (4) der Umformmaschine (1) zugeordneten ersten Umkehrpunkts ( $U_1$ ) oder bei Erreichen der einer vorgegebenen Geschwindigkeit des Bären (9) die Wegeventilbau-  
gruppe (13) derart angesteuert wird, dass ein Druckausgang (12) der  
30 Hydropumpe (27) mit einem, wenn abhängig von Anspruch 9 mit dem, zweiten Fluidraum (22) des Hydraulikzylinders (2), insbesondere Ringraum (22) des Differentialzylinders (2), fluidtechnisch verbunden wird, und ein Druckeingang (17) des Hydrogenerators (16) mit einem, wenn

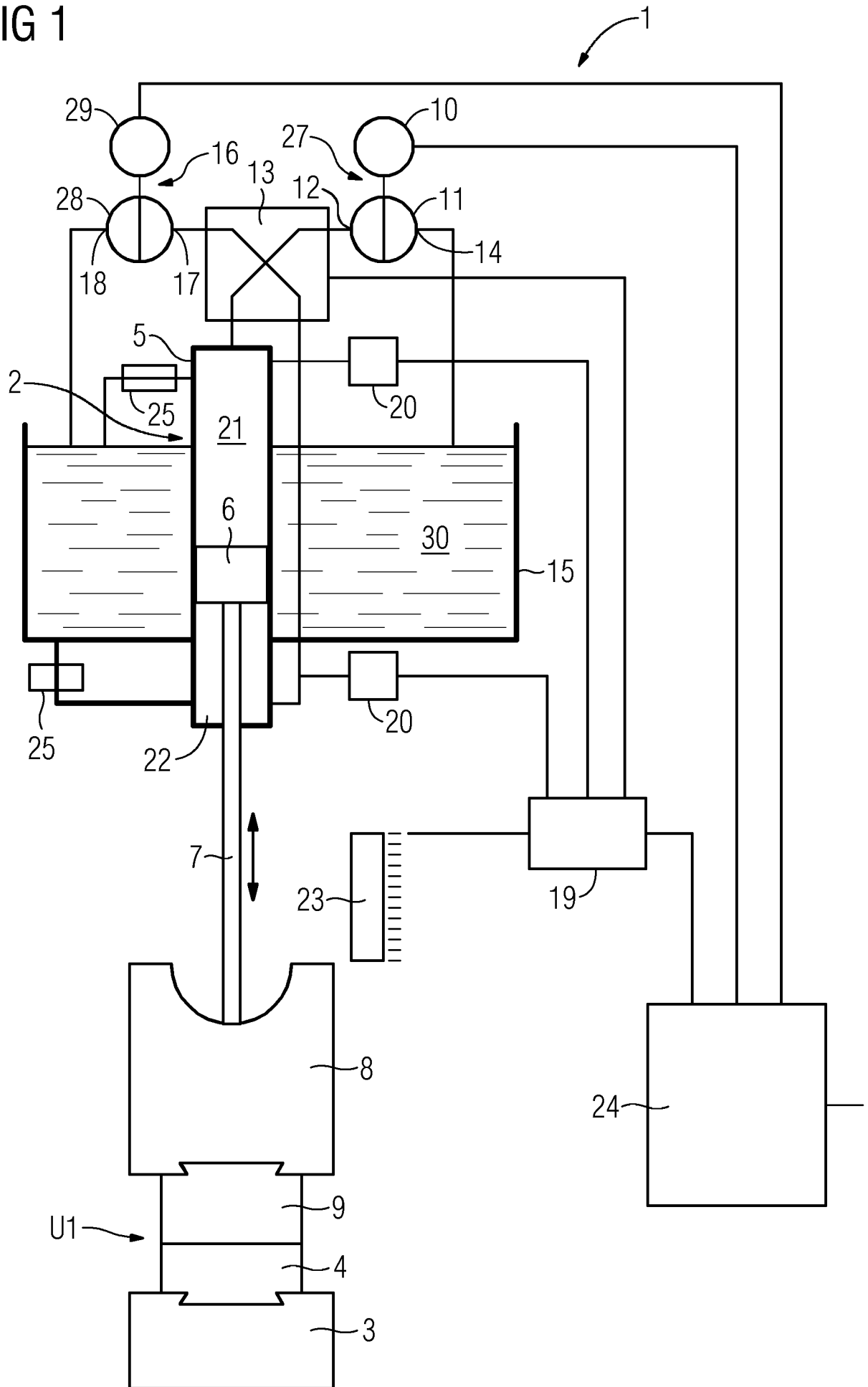
abhängig von Anspruch 9 mit dem, ersten Fluidraum (21) des Hydraulikzylinders (2), insbesondere Kolbenraum (21) des Differentialzylinders (2), fluidtechnisch verbunden wird.

- 5 13. Verfahren nach Anspruch 12 wenn abhängig von Anspruch 9 oder einem auf Anspruch 9 rückbezogenen Anspruch, wobei ein durch Rückprall im ersten Umkehrpunkt (U1) erzeugter Unterdruck im zweiten Fluidraum (22), insbesondere Ringraum (22), durch über ein einerseits mit dem zweiten Fluidraum (22) und andererseits einem Hydraulikbehälter (15)  
10 fluidtechnisch verbundenes Nachsaugventil (25) ausgeglichen wird, und, bevorzugt, ein durch den Rückprall im Hydraulikkreis erzeugte elastische Energie durch Dekompression vom Hydrogenerator (16) in elektrische Energie gewandelt, und bevorzugt in einem Zwischenspeicher (24) gespeichert wird.
- 15 14. Verfahren nach einem der Ansprüche 8 oder 13, wobei einhergehend mit Erreichen eines vom Umformbereich (4) der Umformmaschine (1) abgewandten zweiten Umkehrpunktes (U2) des Hydraulikzylinders (2) die Wegeventilbaugruppe (13) derart angesteuert wird, dass ein Druckausgang (12) der Hydropumpe (2) mit einem, oder wenn abhängig von Anspruch 9 oder einem auf Anspruch 9 rückbezogenen Anspruch mit dem, ersten Fluidraum (21) des Hydraulikzylinders (2), insbesondere Kolbenraum (21) des Differentialzylinders (2), fluidtechnisch verbunden wird, und ein Druckeingang (17) des Hydrogenerators (16) mit einem, oder  
20 wenn abhängig von Anspruch 9 oder einem auf Anspruch 9 rückbezogenen Anspruch mit dem, zweiten Fluidraum (22) des des Hydraulikzylinders (2), insbesondere Ringraum (22) des Differentialzylinders (2), fluidtechnisch verbunden wird, und/oder wobei ein Ausgangspunkt zum Start eines Umform- oder Schmiedevorgangs in Abhängigkeit einer jeweils erforderlichen Endgeschwindigkeit in Abhängigkeit der in Bewegungsrichtung des Hydraulikkolbens (2) gemessenen Höhe des umzuformenden Werkstücks (26), und/oder in Abhängigkeit des jeweiligen Umformwerkzeugs zur Umformung des Werkstücks (26) parallel zur Bewegungsrichtung
- 25  
30

tung des Hydraulikkolbens (2) eingestellt wird, und/oder wobei der vom Schlagwerkzeug (8, 9) während eines Schmiedezyklus zurückgelegte Weg minimal ist.

- 5 15. Verfahren zur Steuerung einer Umformmaschine (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 7, wobei mehrere aufeinanderfolgende Arbeitszyklen entsprechend einem Verfahren nach einem der Ansprüche 8 bis 14 gesteuert wird/werden, wobei die Hydropumpe (27) über die mehreren Arbeitszyklen hinweg zumindest mit einer von Null verschiedenen Mindestdrehzahl betrieben wird, und/oder wobei die Hydropumpe (27) und der Hydrogenerator (16) während mehrerer aufeinanderfolgender Arbeitszyklen durchgehend in gleicher Drehrichtung betrieben werden, und/oder wobei in einem Arbeitszyklus durch den Hydrogenerator (16) erzeugte Sekundärenergie in einem darauffolgenden Arbeitszyklus der Umformmaschine (1) zugeführt wird und/oder wobei eine Schlagenergie eines zuletzt gefahrenen Hubs dazu verwendet wird, die Startposition des Hydraulikkolbens (2) auf Grundlage einer darauffolgend erforderlichen Schlagenergie zu errechnen, wobei die die Startposition optional in Abhängigkeit der jeweiligen Höhe des umzuformenden Werkstücks (26) eingestellt wird, und/oder wobei eine Position, insbesondere Ausgangsposition, des Hydraulikkolbens (2) zum Beginn oder in einen definierten Zeitpunkt während eines Umform- oder Schmiedezyklus ermittelt und als Berechnungsgrundlage zur Ermittlung einer Ausgangsposition des Hydraulikkolbens (2) und/oder von Betriebsparametern zur Bewegungssteuerung des Hydraulikkolbens (2) für einen zeitlich darauffolgenden Umform- oder Schmiedevorgang verwendet wird.
- 10
- 15
- 20
- 25

FIG 1



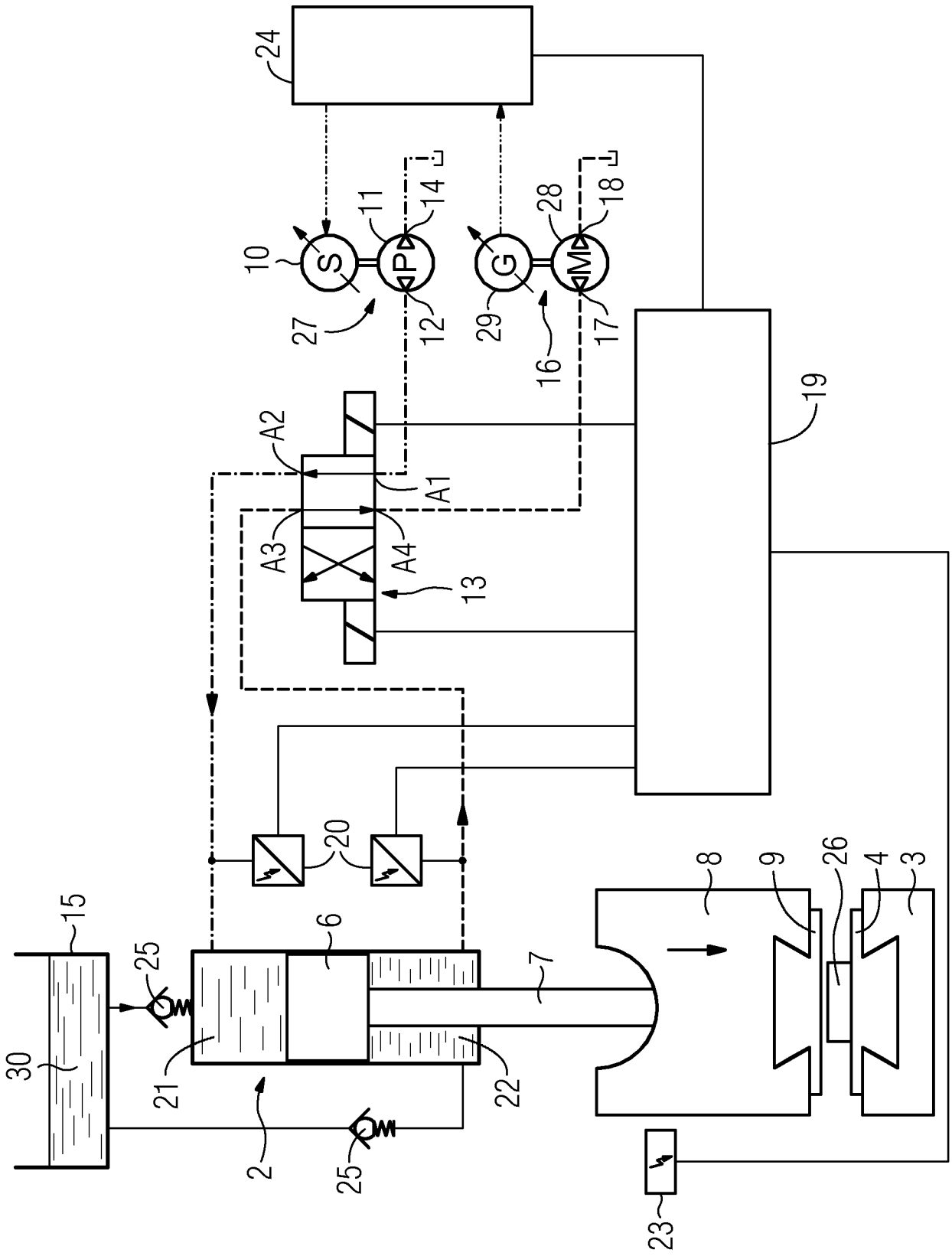


FIG 2

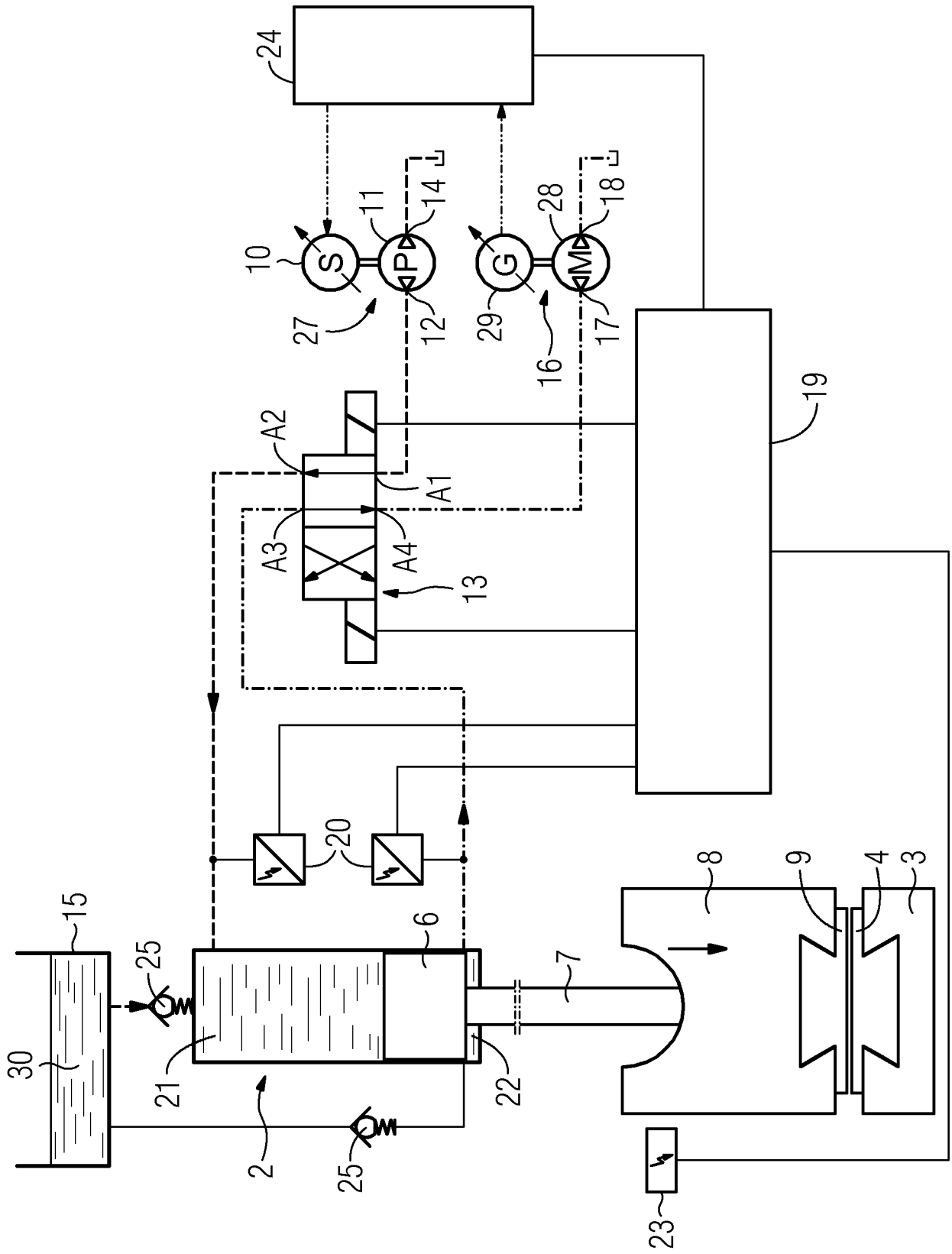


FIG 3

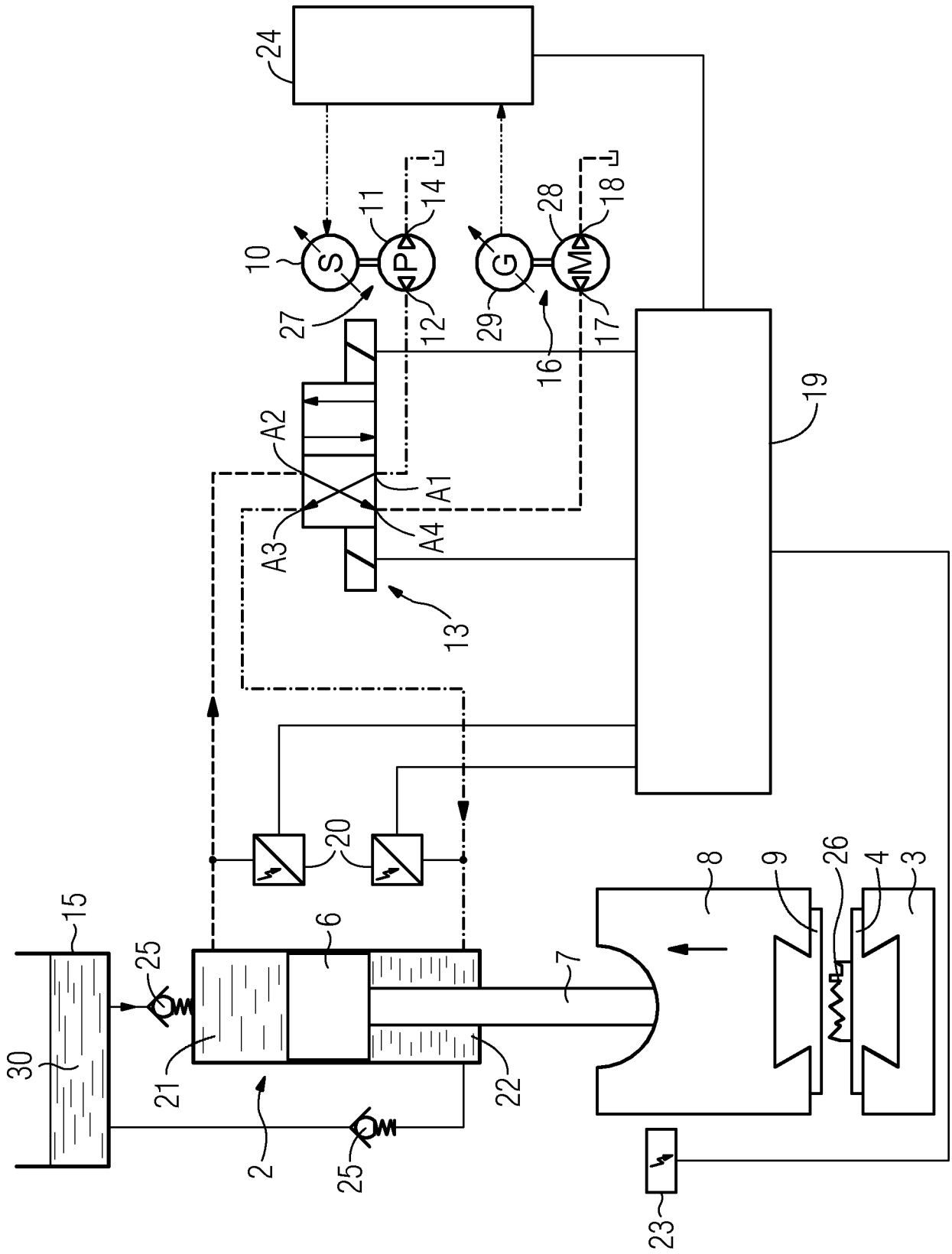
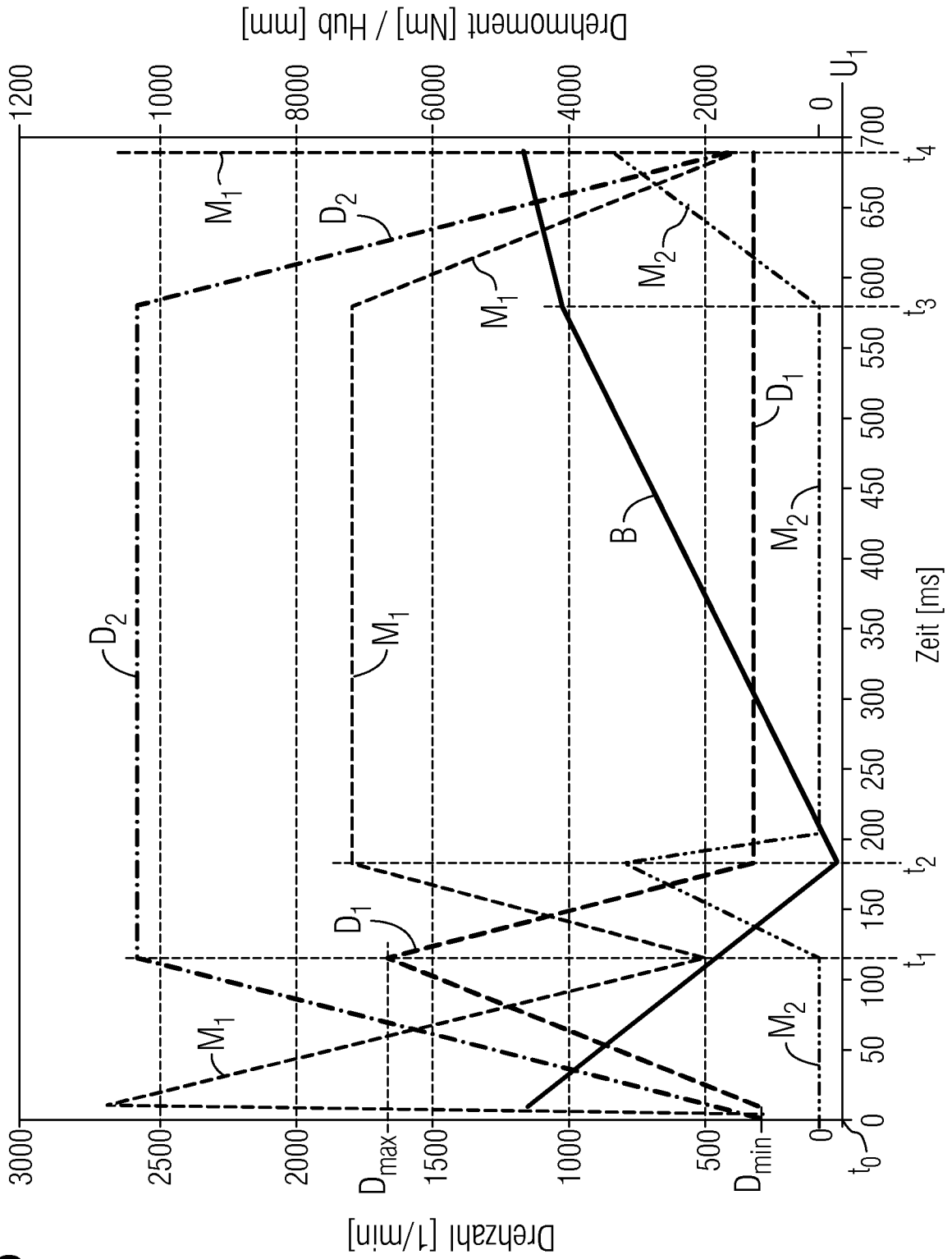


FIG 4

FIG 5



**INTERNATIONAL SEARCH REPORT**

International application No  
PCT/EP2016/055950

**A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER**  
 INV. B21J7/28 B21J7/46 B21J9/12 B21J9/20 B30B15/16  
 B21J11/00  
 ADD.  
 According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

**B. FIELDS SEARCHED**  
 Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)  
 B21J B30B B21D

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)  
 EPO-Internal, WPI Data

**C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT**

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	EP 2 077 167 A2 (DIEFFENBACHER GMBH & CO KG [DE]) 8 July 2009 (2009-07-08)	1-4,7-10
Y	paragraphs [0015], [0016], [0017],	5,11
A	[0020]; claim 1; figures 3,4	12,13
A	DE 10 2011 011750 A1 (MAE MASCHINEN U APPBAU GOETZEN GMBH [DE]) 23 August 2012 (2012-08-23) paragraph [0030]; figure 1A	4
Y	EP 2 610 049 A2 (SCHULER SMG GMBH & CO KG [DE]) 3 July 2013 (2013-07-03) paragraphs [0001], [0002], [0005], [0006], [0007], [0008], [0009]; figures	5,11
A	WO 2012/104384 A1 (LANGENSTEIN & SCHEMANN GMBH [DE]; BAUERSACHS LOTHAR [DE]; RUEGER HERBE) 9 August 2012 (2012-08-09) page 14, line 8 - page 15, line 3; figures	1-5,7-13

Further documents are listed in the continuation of Box C.  See patent family annex.

\* Special categories of cited documents :

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance	"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date	"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)	"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means	"&" document member of the same patent family
"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed	

Date of the actual completion of the international search <b>6 June 2016</b>	Date of mailing of the international search report <b>13/06/2016</b>
---	---

Name and mailing address of the ISA/ European Patent Office, P.B. 5818 Patentlaan 2 NL - 2280 HV Rijswijk Tel. (+31-70) 340-2040, Fax: (+31-70) 340-3016	Authorized officer  <b>Charvet, Pierre</b>
--	--

# INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International application No PCT/EP2016/055950
---

Patent document cited in search report	Publication date	Patent family member(s)	Publication date
EP 2077167 A2	08-07-2009	DE 102008003106 A1 EP 2077167 A2	02-07-2009 08-07-2009
-----			
DE 102011011750 A1	23-08-2012	DE 102011011750 A1 EP 2676036 A1 WO 2012110259 A1	23-08-2012 25-12-2013 23-08-2012
-----			
EP 2610049 A2	03-07-2013	DE 102012000017 A1 EP 2610049 A2	04-07-2013 03-07-2013
-----			
WO 2012104384 A1	09-08-2012	CA 2826250 A1 CN 103459134 A DE 102011000473 A1 EP 2670586 A1 RU 2013139676 A US 2014318390 A1 WO 2012104384 A1	09-08-2012 18-12-2013 02-08-2012 11-12-2013 10-03-2015 30-10-2014 09-08-2012
-----			

A. KLASSIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES		
INV.	B21J7/28 B21J11/00	B21J7/46 B21J9/12 B21J9/20
		B30B15/16
ADD.		
Nach der Internationalen Patentklassifikation (IPC) oder nach der nationalen Klassifikation und der IPC		
B. RECHERCHIERTE GEBIETE		
Recherchierter Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole )		
B21J B30B B21D		
Recherchierte, aber nicht zum Mindestprüfstoff gehörende Veröffentlichungen, soweit diese unter die recherchierten Gebiete fallen		
Während der internationalen Recherche konsultierte elektronische Datenbank (Name der Datenbank und evtl. verwendete Suchbegriffe)		
EPO-Internal, WPI Data		
C. ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN		
Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
X	EP 2 077 167 A2 (DIEFFENBACHER GMBH & CO KG [DE]) 8. Juli 2009 (2009-07-08)	1-4,7-10
Y	Absätze [0015], [0016], [0017], [0020];	5,11
A	Anspruch 1; Abbildungen 3,4	12,13
	-----	
A	DE 10 2011 011750 A1 (MAE MASCHINEN U APPBAU GOETZEN GMBH [DE]) 23. August 2012 (2012-08-23)	4
	Absatz [0030]; Abbildung 1A	
	-----	
Y	EP 2 610 049 A2 (SCHULER SMG GMBH & CO KG [DE]) 3. Juli 2013 (2013-07-03)	5,11
	Absätze [0001], [0002], [0005], [0006], [0007], [0008], [0009]; Abbildungen	
	-----	
	-/--	
<input checked="" type="checkbox"/> Weitere Veröffentlichungen sind der Fortsetzung von Feld C zu entnehmen <input checked="" type="checkbox"/> Siehe Anhang Patentfamilie		
* Besondere Kategorien von angegebenen Veröffentlichungen :		
"A" Veröffentlichung, die den allgemeinen Stand der Technik definiert, aber nicht als besonders bedeutsam anzusehen ist		"T" Spätere Veröffentlichung, die nach dem internationalen Anmeldedatum oder dem Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist und mit der Anmeldung nicht kollidiert, sondern nur zum Verständnis des der Erfindung zugrundeliegenden Prinzips oder der ihr zugrundeliegenden Theorie angegeben ist
"E" frühere Anmeldung oder Patent, die bzw. das jedoch erst am oder nach dem internationalen Anmeldedatum veröffentlicht worden ist		"X" Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann allein aufgrund dieser Veröffentlichung nicht als neu oder auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden
"L" Veröffentlichung, die geeignet ist, einen Prioritätsanspruch zweifelhaft erscheinen zu lassen, oder durch die das Veröffentlichungsdatum einer anderen im Recherchenbericht genannten Veröffentlichung belegt werden soll oder die aus einem anderen besonderen Grund angegeben ist (wie ausgeführt)		"Y" Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann nicht als auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden, wenn die Veröffentlichung mit einer oder mehreren Veröffentlichungen dieser Kategorie in Verbindung gebracht wird und diese Verbindung für einen Fachmann naheliegend ist
"O" Veröffentlichung, die sich auf eine mündliche Offenbarung, eine Benutzung, eine Ausstellung oder andere Maßnahmen bezieht		"&" Veröffentlichung, die Mitglied derselben Patentfamilie ist
"P" Veröffentlichung, die vor dem internationalen Anmeldedatum, aber nach dem beanspruchten Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist		
Datum des Abschlusses der internationalen Recherche		Absendedatum des internationalen Recherchenberichts
6. Juni 2016		13/06/2016
Name und Postanschrift der Internationalen Recherchenbehörde Europäisches Patentamt, P.B. 5818 Patentlaan 2 NL - 2280 HV Rijswijk Tel. (+31-70) 340-2040, Fax: (+31-70) 340-3016		Bevollmächtigter Bediensteter  Charvet, Pierre

C. (Fortsetzung) ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN		
Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
A	WO 2012/104384 A1 (LANGENSTEIN & SCHEMANN GMBH [DE]; BAUERSACHS LOTHAR [DE]; RUEGER HERBE) 9. August 2012 (2012-08-09) Seite 14, Zeile 8 - Seite 15, Zeile 3; Abbildungen -----	1-5,7-13

**INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT**

Angaben zu Veröffentlichungen, die zur selben Patentfamilie gehören

Internationales Aktenzeichen

PCT/EP2016/055950

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument	Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
EP 2077167 A2	08-07-2009	DE 102008003106 A1	02-07-2009
		EP 2077167 A2	08-07-2009
-----			
DE 102011011750 A1	23-08-2012	DE 102011011750 A1	23-08-2012
		EP 2676036 A1	25-12-2013
		WO 2012110259 A1	23-08-2012
-----			
EP 2610049 A2	03-07-2013	DE 102012000017 A1	04-07-2013
		EP 2610049 A2	03-07-2013
-----			
WO 2012104384 A1	09-08-2012	CA 2826250 A1	09-08-2012
		CN 103459134 A	18-12-2013
		DE 102011000473 A1	02-08-2012
		EP 2670586 A1	11-12-2013
		RU 2013139676 A	10-03-2015
		US 2014318390 A1	30-10-2014
		WO 2012104384 A1	09-08-2012
-----			