(19) österreichisches patentamt

(10) **AT 507 110 A1 2010-02-15**

(12) Österreichische Patentanmeldung

(21) Anmeldenummer: **A 1353/2008**
(22) Anmeldetag: **29.08.2008**
(43) Veröffentlicht am: **15.02.2010**

(51) Int. Cl.[8]: ***B30B 1/34*** (2006.01),
B30B 15/06 (2006.01)

(30) Priorität:

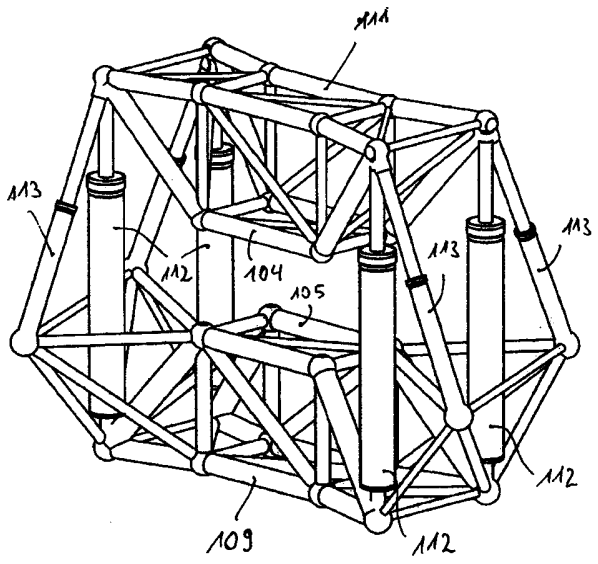
30.07.2008 AT A 1181/08 beansprucht.

(73) Patentinhaber:

EHRENLEITNER FRANZ
D-72213 ALTENSTEIG-WALDDORF (DE)

(54) PRESSE ZUM UMFORMEN VON MATERIAL

(57) Die Erfindung betrifft eine Presse zum Umformen von Material mit einem Tisch (5) und einem Kopf (4) mit einem Pressenstößel, der gegenüber dem Tisch mittels eines Pressantriebs in Pressrichtung auf und ab beweglich ist.
Die Erfindung ist dadurch gekennzeichnet, dass das Kopfstück (4) die bewegliche Plattform einer parallelkinematischen Vorrichtung (101) ist, deren feste Plattform ortsfest bezüglich des Tisches (5) ist.
Ausgestaltungen betreffen die Anordnung der Aktuatoren (112, 113) der parallelkinematischen Vorrichtung (101) und deren Ausgestaltung sowie eine die Energiespitzen absenkende Anwendung eines Schwungrades samt speziellem Betrieb einer solchen Presse.



AT 507 110 A1 2010-02-15

Zusammenfassung:

Presse zum Umformen von Material

Die Erfindung betrifft eine Presse zum Umformen von Material mit einem Tisch (5) und einem Kopf (4) mit einem Pressenstößel, der gegenüber dem Tisch mittels eines Pressantriebs in Pressrichtung auf und ab beweglich ist.

Die Erfindung ist dadurch gekennzeichnet, dass das Kopfstück (4) die bewegliche Plattform einer parallelkinematischen Vorrichtung (101) ist, deren feste Plattform ortsfest bezüglich des Tisches (5) ist.

Ausgestaltungen betreffen die Anordnung der Aktuatoren (112, 113) der parallelkinematischen Vorrichtung (101) und deren Ausgestaltung sowie eine die Energiespitzen absenkende Anwendung eines Schwungrades samt speziellem Betrieb einer solchen Presse.

(Fig. 5)

Presse zum Umformen von Material

Die Erfindung betrifft eine Presse zum Umformen von Material mit einem Tisch und einem Pressenstößel, der gegenüber dem Tisch mittels eines Pressantriebs auf und ab beweglich ist.

Derartige hydraulische oder mechanische Pressen zum Umformen werden seit Jahrzehnten nach dem gleichen mechanischen Prinzip gebaut, dabei ist die Basis (=der Tisch) durch ein, zwei oder vier Ständer (in Sonderform auch drei Ständer) mit einem Kopfstück zu einem Gestell verbunden. Vom Kopfstück wird über einen mechanischen, hydraulischen oder pneumatischen Antrieb ein Pressenstößel bzw. -schlitten angetrieben, der zumeist an den Ständern geführt wird.

Der Kraftfluss bzw. Kraftleitung durch die Presse erfolgt dabei im "Umweg", das heißt, die Kraft wird von der Basis über die Ständer in das Kopfstück und von da über die Antriebe in den Pressenstößel geleitet. Geschlossen wird der Kraftkreis über das Werkstück und den Tisch. Dies führt zu zwei wesentlichen Nachteilen:
Die Presse baut durch die Ständer und das massive Kopfstück sehr schwer;
Die Presse verformt sich in allen Bauteilen, einschließlich Kopfstück und Ständer.

Die durch die Presskraft entstehenden Momente und Querkräfte müssen über die Ständerführung abgeleitet werden. Das heißt, diese Führungen müssen, um ein "Kippen" des Pressenschlitten zu vermeiden, spielfrei eingestellt werden. Da diese Bauteile aber bei unsymmetrischer Presskraftverteilung (was dem Normalfall entspricht) hohe Kräfte aufnehmen müssen werden sie verformt und führen auch bei optimal eingestellten Führungen einerseits zu einem verfrühten Verschleiß des Presswerkzeugs und andererseits zu einem schlechten Pressergebnis. Da diese Kräfte auch zu einem Verschleiß der Gleitführung führen und dieser Verschleiß zu Lagerluft führt, wird die Qualität der Presse mit fortschreitender Betriebsdauer schlechter.

Da die Presse nur eine Bewegungsrichtung beherrscht, sind die Möglichkeiten, den Pressvorgang zu optimieren, einzig auf die konstruktive Ausführung des Presswerkzeugs

beschränkt. Dies ist aber zum einen nur im beschränkten Maße möglich und zum anderen erhöhen diese Maßnahmen die Kosten dieses Werkzeugs wesentlich.

Beim Stanzen (auch die diesbezüglichen Vorrichtungen werden in der Anmeldung, wie allgemein üblich, zu den Pressen gerechnet) ist durch das Vorspannen des Pressenkörpers enorme Restenergie vorhanden. Diese führt beim Schneiden (Durchbrechen) des Stanzwerkzeuges durch das Material zu enormen schlagartigen Belastungen der Maschine und der Fundamente. Ferner führen diese „Schläge" zu extremer Lärmbelastung für die im Umfeld arbeitenden Menschen.

Dazu kommt, dass es schwierig bis unmöglich ist, den Energieverbrauch und damit die Netzbelastung bei insbesondere hydraulischen Pressen auch nur annähernd zu Vergleichmäßigen und dass Schwierigkeiten bestehen, die Bewegung der Presswerkzeuge so zu optimieren, dass keine langen Totzeiten auftreten. Unter Totzeiten werden die Zeiten verstanden, die für die Bewegung des Kopfstückes zwischen dem Ende des Pressvorgangs und dem oberen Totpunkt und wieder zurück vergehen.

Es ist das Ziel der Erfindung, eine Umformmaschine, im Folgenden „Presse" genannt, zu bauen, die die genannten Nachteile zumindest in diversen Ausgestaltungen nicht aufweist und dabei keine höheren Investitionskosten als Pressen des Standes der Technik erfordert.

Erfindungsgemäß werden diese Ziele grundlegend dadurch erreicht, dass das Kopfstück die bewegliche Plattform einer parallelkinematischen Vorrichtung ist, deren feste Plattform ortsfest bezüglich des Tisches ist. Bezüglich des Aufbaus und der speziellen Eigenschaften, insbesondere der Vorteile, parallelkinematischer Vorrichtungen wird auf folgende Veröffentlichungen verwiesen: Cinematics, dynamics, and design of machinery von Kenneth J. Waldron und Gary L. Kinzel, New 6-DOF parallel robotic structure actuated by wires, Coordinatfree formulation of a 3-2-1-wire-based tracking device von Federico Thjomas, Erika Ottaviano, Lluis Ros und Marco Ceccarelli, Uncertainty model and singularities of 3-2-1 wire-based tracking systems von den gleichen Autoren wie das vorstehende Dokument, DE 102 57 108 A, EP 1 106 563 A, DE 101 00 377 A, DE 101 03 837 A, WO 03/004223 A und WO 03/059581 A, deren Inhalt durch Bezugnahme zum Inhalt der vorliegenden Anmeldung gemacht wird. Das bedeutet für die Erfindung:

Es werden weder ein herkömmliches Kopfstück noch ein dazugehöriger Ständer benötigt; dadurch werden einerseits das Gewicht der Presse und deren Kosten vermindert, andererseits wird dadurch die Gesamtverformung der Presse vermindert.

In Ausführungsformen der Erfindung werden keine Ständerführungen benötigt, dadurch gibt es auch keine Abnützung dieser Bauteile, dadurch wiederum werden die Presswerkzeuge geschont.

Es werden neben der Vertikalbewegung weitere, in Relation zur Hubbewegung kleine Bewegungen des Pressenstößels ermöglicht, dadurch kann die Gesamtpresskraft bzw. die Maximalpresskraft vermindert werden, z.B. durch gezielte beabsichtigte und gesteuerte leichte Schrägstellung des Führungsstößels; dadurch kann auch die in der Pressenstruktur gespeicherte Energie bei Stanzvorgängen steuerungstechnisch optimiert werden (durch gezielte beabsichtigte und gesteuerte leichte Schrägstellung des Führungsstößels), dadurch können die Entwicklungs- und Fertigungskosten der Presswerkzeuge gesenkt werden.

Es wird schließlich eine steuerungstechnische Kompensation der Pressenverformung ermöglicht, dadurch kann die Presse optimal die benötigte Kraft auf das Presswerkzeug ausüben und verteilen.

Es werden somit erfindungsgemäß anstelle des Kopfstückes, der Ständer und der Ständerführungen, Aktuatoren vorgesehen, welche die Presskräfte liefern und die auftretenden Momente und Querkräfte aufnehmen. Unter Aktuatoren werden in der Parallelkinematik, wie in der Literatur zu obiger Übersicht ausgeführt, stabförmige Gebilde verstanden, die entweder längenveränderlich sind und/oder einen beweglichen Fußpunkt besitzen und (im technischen Sinn) nur auf Zug und/oder Druck, nicht aber auf Biegung oder Torsion beansprucht werden. Die prinzipiell möglichen rotatorischen parallelkinematischen Vorrichtungen werden hier nicht betrachtet. Bevorzugt werden möglichst alle Bauteile der Presse in Stabwerke zerlegt, wobei der Pressenstößel von einem solchen Stabwerk getragen wird. Durch all dies wird folgendes möglich:

Durch spielfreie Lagerung der oberen und unteren Anschlusslager der Aktuatoren und ein Messsystem, welches den Abstand zwischen diesen Anschlusslagern misst, ist es möglich, die Verformung der Presse wesentlich zu vermindern;

Qualitätsverlust des Pressvorgangs bzw. des Produktes durch den Verschleiß der Ständerführung durch die auftretenden Momente und Querkraftbelastungen ist auszuschließen;

Durch die frei programmierbaren Aktuatoren ist eine Bewegung des Führungsstößels über die Vertikalbewegung hinaus möglich, wodurch der Vorgang des Pressens selbst in bisher nicht möglicher Weise beeinflusst werden kann, beispielsweise kann das gleichzeitige Auftreffen des Werkzeugs am Werkstück auf der gesamten Fläche bzw. Linie und damit die Energiespitze verhindert werden;

Eine steuerungstechnische Kompensation der Verformung der Basis und des Führungsstößels ist möglich;

Durch die Auflösung der beweglichen Bauteile in ein Stabwerk können die einzelnen Bauteile bezüglich des Tisches in einer für die Zufuhr und den Abtransport der Werkstücke optimale Position angeordnet werden.

Da mit solchen Pressen Massenfertigung durchgeführt wird, ist es möglich, mittels Sensoren den Ist- Zustand bei den ersten gefertigten Teilen zu erkennen sodann die Bewegung des Pressenstößels bei allen folgenden Teilen zu optimieren, sodass die Qualität der gefertigten Teile steigt und die Beanspruchung des Werkzeuges ebenso wie der Energieverbrauch pro gefertigtem Teil sinkt.

Dazu kommt, dass bei Ausführungsformen der Erfindung, die ohne Führungen auskommen, durch das Anordnen von mehr als den benötigten 6 Aktuatoren (um zu einem statisch bestimmten parallelkinematischen Gebilde zu kommen) zum einen die Presskraft noch besser auf das Werkzeug verteilt werden und zum anderen die Lagerung der Anschlusslager der Aktuatoren steuerungstechnisch verspannt werden kann, sodass eine üblicherweise teure spielfreie Lagerung dadurch überflüssig wird.

Die Erfindung und ihre vielfachen Weiterentwicklungen und Ausgestaltungen werden im Folgenden an Hand der Zeichnung näher erläutert. Dabei zeigt bzw. zeigen

die Fig. 1, rein schematisch, eine typische Presse gemäß dem Stand der Technik,

die Fig. 2 und 3 die Verformungen zweier Pressen gemäß dem Stand der Technik,

die Fig. 4 eine erfindungsgemäße Ein-Ständer Presse in perspektivischer Ansicht,

die Fig. 5 eine erfindungsgemäße Mehr-Ständer Presse in perspektivischer Ansicht,

die Fig. 6 und 7 die Verformungen der Pressen nach Fig. 4 und 5 in Ansichten analog zu den Fig. 2 und 3,

die Fig. 8 eine Variante einer erfindungsgemäßen Mehr-Ständer Presse in perspektivischer Ansicht,

die Fig. 9 die Presse gemäß Fig. 8 in eingebautem Zustand,

die Fig. 10 eine Pressenlinie,

die Fig. 11a samt Nebenfigur 11b eine Ausgestaltung der Erfindung zur besseren Justierung bzw. Verteilung der Presskräfte, teilweise im Schnitt,

die Fig. 12 bis 14 eine Weiterbildung der Erfindung zur Erhöhung der Taktrate,

die Fig. 15 bis 17 eine andere Weiterbildung der Erfindung zur Erhöhung der Taktrate und

die Fig. 18 bis 23 verschiedene Ausgestaltungen der Erfindung zur Vergleichmäßigung des Energieverbrauches,

die Fig. 24 eine Ausführungsform einer erfindungsgemäßen Presse,

die Fig. 25 eine Presse mit zwischen dem Tisch und dem Kopfstück verlaufenden Führungen,

die Fig. 26 eine Führung aus Fig. 25 im Detail,

die Fig. 27 eine Seitenansicht der Presse aus Fig. 25,

die Fig. 28 die Presse aus Fig. 27 im Schnitt A-A samt Detail,

die Fig. 29 eine Presse, bei der ein Aktuator am Tisch eingespannt ist,

die Fig. 30 die Presse aus Fig. 29 aus einer anderen Richtung

die Fig. 31 eine Seitenansicht der Presse aus Fig. 30,

die Fig. 32 die Presse aus Fig. 31 im Schnitt A-A samt Details.

Die Fig. 1 zeigt eine typische Presse 1 des Standes der Technik in Frontansicht und Draufsicht. Vier an den Ecken des Tisches 5 angeordnete vertikale Pfosten 2 tragen jeweils Führungen 3, an denen ein Kopfstück 4 gleiten kann. Das Kopfstück 4 steht unter dem Einfluss eines Stößels 6, der auch die Stößelkraft F (letztlich auch die Presskraft) überträgt. Deutlich ist der relativ enge Zugang 7 von vorne und 8 seitlich erkennbar.

Die Fig. 2 zeigt die Deformation einer sogenannten Einständer-Presse unter der Presskraft in punktierten Linien; die Fig. 3 zeigt die entsprechende Deformation einer Mehrständer-Presse wie beispielsweise die gemäß Fig. 1. Die Problematik der Erfassung der

Deformation, die Unmöglichkeit eines Ausgleiches und vor allem die Belastung der Führungen gehen aus diesen Darstellungen unmittelbar hervor.

Die Fig. 4 zeigt, rein schematisch, eine erfindungsgemäße Presse 101 in perspektivischer Ansicht. Dabei ist der Tisch 105 über ein Stabwerk 109 und Aktuatoren 110 mit einem zum Kopfstück 104 gehörenden Stabwerk 111 verbunden. Die Stabwerke 109, 111 sind statisch bestimmt aufgebaut, die Stäbe werden nur auf Zug bzw. Druck belastet, alle Deformationen zufolge der Presskraft sind leicht und genau zu berechnen. Die Knotenpunkte der Stabwerke sind handelsübliche Gebilde.

Die sechs Aktuatoren 110 (statisch bestimmte Ausführung), die die eigentliche Parallelkinematik bilden, sind beim dargestellten Ausführungsbeispiel in zwei Gruppen einzuteilen, drei Aktuatoren 112 sind praktisch genau in Pressrichtung angeordnet und werden aus diesem Grund Hauptaktuatoren genannt, drei weitere Aktuatoren 113, die Nebenaktuatoren, stellen die statische Bestimmtheit her, wie weiter unten näher erläutert wird. Die Angriffspunkte der Aktuatoren 110 sind ihrer Ausbildung nach auf dem Gebiete der Parallelkinematik bekannt, es wird dazu auf die eingangs genannte Literatur verwiesen. In der Beschreibung werden aus Gründen der Übersichtlichkeit die Angriffspunkte auf der Tischseite als Fußpunkte und die Angriffspunkte auf der Seite des Kopfstückes als Kopfpunkte bezeichnet, natürlich ist die gesamte Vorrichtung kinematisch völlig und dynamisch so gut wie vollständig umkehrbar. Das Kopfstück 104 ist, schon um dies zu verdeutlichen, völlig analog zum Tisch aufgebaut. Als Lager für die gesamte Vorrichtung sind drei Lagerstummel 114 vorgesehen.

Die Parallelkinematik, bestehend aus den Aktuatoren 110, erlaubt nun eine Bewegung zwischen Tisch und Kopfstück, die nicht auf eine vollständig lineare Bewegung beschränkt ist. Das bedeutet, dass der vertikalen Hauptbewegung im Zuge des Pressvorganges (bzw. des Stanzvorganges) beispielsweise eine Drehbewegung um eine horizontale Achse überlagert werden kann, durch die die übliche schlagende Bearbeitung in eine schneidende Bearbeitung des Werkstückes übergeht, wodurch ein wesentlich schonenderes Arbeiten erreicht wird als bisher.

Die Fig. 5 zeigt in nahezu vollständiger Analogie zur Fig. 4 eine Mehr-Ständer Presse, bei der für gleich wirkende Teile gleiche Bezugszeichen verwendet wurden. Die Presse gemäß Fig. 5 weist allerdings acht Aktuatoren auf, ist somit statisch überbestimmt. Dies kann, wie weiter unten erläutert verschiedene Vorteile mit sich bringen. Wie aus einem Vergleich der Fig. 1 einerseits und der Fig. 4 und 5 andererseits unmittelbar hervorgeht, ist bei den erfindungsgemäßen Pressen der Zugang zum Tisch und damit zum Werkstück von allen Seiten wesentlich größer und leichter möglich. Dies wird insbesondere durch die Fig. 8 und 9 illustriert, die die Presse gemäß Fig. 5 in passender Verkleidung 1114 und mit Werkzeugplatten 115, einmal für sich, einmal eingebaut, zeigt: Rund um den Tisch 115 ist ein im Wesentlichen freier Raum, die horizontalen Stäbe 116, die die Fußpunkte der Nebenaktuatoren miteinander verbinden, befinden sich unter der Ebene des Tisches 115, wie aus Fig. 9 ersichtlich.

Die vorteilhafte Situation bei der Verwendung derartiger Pressen in einer Pressenlinie zeigt die Fig. 10 auf, aus der die gute Zugänglichkeit zu allen Pressen und Tischen ersichtlich ist. Insbesondere wird hier der, gegebenenfalls automatische, Werkzeugwechsel in der Automobilindustrie von der Seite begünstigt, aber auch bei anderen Fertigungen wird die Instandhaltung und der Werkzeugwechsel wesentlich erleichtert.

Ein Vergleich der Fig. 2 und 3 einerseits mit den Fig. 6 und 7 andererseits zeigt die deutlich reduzierte Deformation unter der Einwirkung der Presskraft, wozu noch die durch das Stabwerk (auch die Parallelkinematik ist letztlich eines) ermöglichte leichte und genaue Berechnung der Deformation kommt, die eine Kompensation erst möglich macht.

Eine Ausgestaltung der Erfindung, die auch bei Pressen gemäß dem Stand der Technik vorteilhaft angewandt werden kann, ist aus Fig. 11 samt Nebenfigur ersichtlich:

Es können bei den erfindungsgemäßen Pressen maximal so viele Lagepunkte des Pressenstößels exakt positioniert werden, als richtungszugehörige Zylinder (Hauptaktuatoren) vorhanden sind (somit minimal $3 \times 2 = 6$ Punkte bei statisch bestimmten Ausführungen, entsprechend mehr bei den oben erwähnten Varianten mit gewünschter Verspannung); bei Pressen gemäß dem Stand der Technik hängt dies von den Führungen ab, üblicherweise ist aber nicht ein Punkt des Pressenstößels exakt positionierbar.

Bei langen (breiten) Werkzeugen (Pressenstößel) sind diese zumeist nicht steif genug, um die Kraft über die Länge (Breite) des Werkzeuges verteilen zu können. Daher schlägt die Ausgestaltung der Erfindung vor, an bestimmten Punkten des Stabwerks Kurzhubzylinder 209, 211 (oder ähnliches, dazu weiter unten) vorzusehen, die, je nach Einsatzfall, Kraft- oder Lagegeregelt werden.

Bei einer Lage- bzw. Wegregelung können über die Steuerung/Software der Presse die Lage der Knotenpunkte des Fachwerks errechnet werden und die Differenz zur optimalen Lage des Werkzeugs korrigiert werden; Bei einer Kraftregelung, dies bietet sich insbesondere bei Pressen gemäß dem Stand der Technik an, wird die benötigte Kraft am Lagepunkt der Steuerung entweder im Vorfeld z.B. bei der Finite Elemente Berechnung des Pressvorgangs, errechnet und berücksichtigt, oder es wird anhand der ersten Ergebnisse aus dem fertigen Werkstück und/oder den Daten von Sensoren auf notwendige Änderungen der lokal wirkenden Kräfte geschlossen.

Die Kurzhubzylinder können zur gleichmäßigen Aufbringung der Presskraft in einfachster Form auch nur nach Art korrespondierender Gefäße miteinander verbunden sein, sodass beim Pressvorgang ein Ausgleich der lokal auf das Werkstück wirkenden Kräfte eintritt. Wenn ein progressiver Beginn des Pressvorganges gewünscht ist, bei erfindungsgemäßen Pressen beispielsweise durch entsprechende Bewegung des Pressenstößels, kann dies durch entsprechende Drosseln in den Verbindungsleitungen sichergestellt werden, damit die einzelnen Kurzhubzylinder beim Auftreffen auf das Werkstück nicht nachgeben, bis sie gleichmäßig aufliegen, sondern die schneidende Bewegung weitergeben.

Ein wesentliches Optimierungsziel der Pressen ist deren Ausstoß an gepressten Teilen pro Zeiteinheit. Dazu muss der Stillstand der Presse zum Fördern der Platine bzw. des Pressteils optimiert werden. Dies kann durch die Presse nicht beeinflusst werden.
Durch die Presse zu beeinflussen sind:
der Zeitraum, den die Presse braucht, um zwischen dem oberen Haltepunkt und den ersten Kontakt von Werkzeug zur Platine/Blechteil zu kommen (Zustellbewegung),
der Zeitraum, den die Presse braucht, um den Pressvorgang durchzuführen (Krafthub) und

der Zeitraum, den die Presse braucht, um vom unteren Presspunkt bis zum oberen Haltepunkt zu gelangen (Freistellbewegung); dabei bilden Zustellbewegung und Freistellbewegung gemeinsam den Leerhub.

Um nun die Zeiten für diese Bewegungen zu optimieren, sieht die Erfindung, wie in Fig. 12 bis 14 gezeigt, in einer Ausgestaltung eine Presse vor, die mechanisch bewirkten und hydraulisch bewirkten Bewegungen mit überraschenden Resultaten kombiniert. Es ist auch diese Variante der Erfindung für Pressen gemäß dem Stand der Technik geeignet, wenn auch mit der Einschränkung, dass bei solchen Pressen im Vergleich zu erfindungsgemäßen Pressen sehr hohe Totlasten (die Pfosten 2 samt allen daran befindlichen Bauteilen und Antrieben) bewegt werden müssen. Für die statische Bestimmtheit dieser Variante gilt das weiter oben gesagte.

Diese Verkürzung des Presszyklus kann, wie aus Fig. 12 und 13 ersichtlich, in einer ersten Variante durch eine Kombination von Vertikalbewegungen durch Bewegung der Fußpunkte 302 der (in diesem Fall genau) vertikal verlaufenden Aktuatoren, der Hauptaktuatoren 112 erreicht werden. Dabei wird erfindungsgemäß ausgenutzt, dass die Antriebe 301 für die mechanische Hubbewegung sehr klein (schwach) dimensioniert werden können, da sie nur während der Zustellbewegung und der Freistellbewegung (muss nicht einmal während der ganzen Bewegungen sein) die Massen von Pressenstößel und oberer Werkzeughälfte beschleunigen müssen, aber nicht am Krafthub teilnehmen. Beim Pressvorgang (Krafthub) selber sind dann nur die Hydraulikzylinder 112, 113 im Einsatz und die Mechanik steht in "singulärer Stellung" und überträgt "keine" Kraft auf die Antriebe, diese wird über die Lager und/oder eigene Böcke in das Stabwerk 109 abgeleitet.

Insbesondere aus Fig. 13, einer teilweise geschnittenen perspektivischen Darstellung, ist die Kinematik einer solchen Hybridpresse ersichtlich: Ein Antrieb 301 bewegt über passende Winkelgetriebe 303 Schwingen 304 im Takt um 180° zwischen einem oberen (dargestellt) und einem unteren Totpunkt. An den Schwingen liegen die Fußpunkte 302 der Hauptaktuatoren 112, die somit im Leerhub rasch und synchron mit der restlichen, hydraulisch bewirkten Bewegung, die ja gleichzeitig stattfindet, entweder in die obere Ruhelage oder in die Position knapp vor dem Krafthub gebracht werden. Während des Leerhubs verlaufen die Achsen der Hauptaktuatoren zufolge der Bewegung ihrer Fuß-

punkte nicht parallel zur Pressrichtung und im Allgemeinen auch nicht parallel zueinander, außer während des Krafthubes.

Während der gesamten Dauer des Krafthubs liegen Fußpunkt 302, Kopfpunkt 305 und Drehachse 307 der Schwinge 304 auf einer Geraden (Singuläre Position), es erfolgt keine mechanisch induzierte Bewegung; die Schwinge wird in dieser Stellung, somit während des Krafthubs, entweder durch ein massives Lager am Stabwerk 109 (dazu zählt hier auch die mit ihm verbundene Verkleidung 306), oder durch eine am Stabwerk 109 angebrachte, eigene (nicht dargestellte) Schulter unter Entlastung des Lagers, abgestützt.

Natürlich ist es auch möglich, die Hubbewegung rein mechanisch (Kurbelschwinge, Viergelenkskette...) durchzuführen und/oder die Aktuatoren als Spindeln oder andere mechanische Linearantriebe auszugestalten, wie dies die Fig. 14 darstellt. Dabei sind die Aktuatoren 14' einfache Stäbe, die durch die Fußpunktverschiebung als Aktuator wirken und in ihrer Presswirkung durch die Nebenaktuatoren, die passend als Spindeln ausgebildet sind, unterstützt. Natürlich können statt der Stäbe ebenfalls Spindeln und sogar Seile mit passenden Umlenkungen und Antrieben verwendet werden, sofern die Nebenaktuatoren die Bewegung des Kopfstückes und das Ausziehen der Seile der Hauptaktuatoren gegen die Schwerkraft ohne deren Unterstützung schaffen.

Die Bewegung der gesamten Vorrichtung ist mathematisch gut berechenbar und somit auch einfach steuerbar, die nicht vertikal verlaufenden Nebenaktuatoren, deren Fußpunkte ja nach wie vor dauern fest bezüglich des Stabwerks 109 angeordnet sind, können daher mit ausreichender Genauigkeit den Hauptaktuatoren nachgeführt werden. Durch diese Kombination von Bewegungen ist es möglich, die Hubhöhe der hydraulischen Bewegung vorteilhafterweise zu verringern.

Zur Auslegung der Kinematik ist prinzipiell zu sagen, dass die Anordnung der Aktuatoren nicht zwingend so sein muss wie dargestellt, es können zahlreiche andere Anordnungen gewählt werden, insbesondere die für die Berechnung der Bewegungen günstige 3-2-1-Kinematik. Bei dieser greifen an einem gemeinsamen Kopfpunkt an der beweglichen Plattform, dem Kopfstück 104, drei Aktuatoren an, an einem weiteren gemeinsamen Kopfpunkt zwei Aktuatoren und schließlich der sechste Aktuator für sich allein an einem

dritten Kopfpunkt. Die Vorteile und die möglichen Ausgestaltungen dieser Variante der Parallelkinematik sind in der eingangs genannten Literatur ausführlich beschrieben und können vom Fachmann auf dem Gebiete des Pressenwesens in Kenntnis der Erfindung leicht auf Pressen angewandt werden.

Als zusätzlichen Vorteil erreicht man, dass die Mechanik die Energie wie eine Schwungmasse speichert und somit die Pressbewegung sehr rasch ausgeführt werden kann; als gewisser Nachteil ist zu verzeichnen, dass der Pressenstößel während des Pressvorgangs keine Schwenkbewegungen um horizontale Achsen ausführen kann; die Achsen der Hauptaktuatoren verlaufen während des gesamten Krafthubs parallel zur Pressrichtung.

Im folgenden werden ausgehend von der Fig. 24, die eine Presse gemäß der zuvor beschriebenen Parallelkinematik darstellt, weitere Ausführungsformen anhand der Figs. 25 bis 32 beschrieben.

Fig. 24 zeigt eine Presse 600 mit einem Tisch 605 und einem Kopfstück 604, die über im wesentlichen vertikal ausgerichtete Hauptaktuatoren 612 und weiteren schräg zur Vertikalen ausgerichteten Nebenaktuatoren 613 miteinander verbunden sind. Die Aktuatoren sind Zylinder-Kolben-Einheiten, die mit dem Tisch 605 jeweils über ein Kardangelenk 620 verbunden sind. Auch die Verbindung der Aktuatoren 612, 613 mit dem Kopfstück 604 erfolgt über Kardangelenke 621, wobei wie in der dargestellten Ausführungsform die Enden zweier zueinander geneigter Aktuatoren 612, 613 in einem gemeinsamen Kardangelenk 621 münden können.

Das System besteht aus vier vertikalen und vier schrägen Aktuatoren und ist somit zweifach überbestimmt, einmal durch einen vertikalen Aktuator 612 und einmal durch einen schrägen Aktuator 613. Durch die Überbestimmtheit kann die Presskraft besser auf das Werkzeug verteilt werden. Darüber hinaus kann durch eine steuerungstechnisch bewirkte leichte Verspannung der Aktuatoren auf eine aufwendige spielfreie Lagerung der Aktuatoren am Tisch und am Kopfstück verzichtet werden, ohne dabei einen geometrischen Versatz zwischen Werkzeug und Werkstück in Kauf nehmen zu müssen.

Wie die Ausführungsformen der Figs. 25 bis 32 zeigen können im Rahmen der Erfindung auch weniger als sechs Aktuatoren für die Hub- bzw. Zugbewegung des Kopfstückes relativ zum Tisch verwendet werden. Für die Bindung von Freiheitsgraden sind bei der Presse aus Fig. 25 zusätzlich zu vertikalen Aktuatoren 612 Führungen 603 vorgesehen. Die vier, an den Ecken eines Rechtecks angeordneten vertikal ausgerichteten Zylinder-Kolben-Einheiten sind sowohl mit dem Tisch 605 als auch mit dem Kopfstück 604 jeweils über ein Kardangelenk 620, 621 verbunden. Die parallel zu den Aktuatoren verlaufenden Führungen 603 verhindern beim Kopfstück Verdrehungen um die Hochachse und Bewegungen in der Horizontalebene. Bei diesem System werden die Freiheitsgrade des Kopfstückes durch Zusammenwirken der Parallelkinematik mit Führungen 603 gebunden. Das vorliegende Ausführungsbeispiel ist zweifach überbestimmt, einmal aktiv durch einen vertikalen Aktuator 612 und einmal passiv durch eine vertikale Führung 603.

Wie aus der Detailansicht der Fig. 26 hervorgeht ist der an der Gleitführung 603 anliegende Teil 602 des Kopfstückes 604 nicht plan ausgebildet, sondern nach innen bombiert, sodass eine nur geringe Auflagefläche entsteht. Dies ermöglicht geringfügiges Verkippen des Kopfstückes durch entsprechende Steuerung der einzelnen Hubzylinder. Entsprechende Wirkung könnte auch durch andersgeformte – nach innen oder nach außen gewölbte – Führungsauflageflächen, z.B. kugelige, zylindrische, etc., erzielt werden. Die durch die Form bedingte Weichheit an der Führungsfläche kann durch entsprechende Materialwahl verstärkt werden.

Zusätzlich zur Vertikalbewegung können aufgrund der gewölbten Auflageflächen an der Führung auch geringfügige Bewegungen des am Kopfstück befestigten Werkzeuges um horizontale Drehachsen hervorgerufen werden, wobei durch gezielt beabsichtigte und gesteuerte Schrägstellung des Werkzeuges das Pressen über die Kanten erfolgt und die Presskraft verringert werden kann. Trotz Vorhandensein von Führungen werden diese nicht gequetscht, während gleichzeitig durch entsprechende Taumelbewegung die mit herkömmlichen Taumelpressen erreichbaren Vorteile erzielt werden können.

Die Fig. 27 und 28 zeigen die Presse der Fig. 25 in einer Seitenansicht und in einem Schnitt gemäß A-A, wobei die Kardanaufhängung 620 des Zylinderunterteils am Tisch 605 näher hervorgehoben wird. Das Kardangelenk ist derart orientiert, dass es eine Drehung

des Aktuators um horizontale Achsen erlaubt. Allgemein formuliert ermöglicht das Kardangelenk Drehungen um Achsen, die normal zur Wirkrichtung des jeweiligen Aktuators stehen. Dasselbe gilt auch für die Kardangelenke, die die Aktuatoren mit dem Kopfstück verbinden.

An dieser Stelle sei erwähnt, dass auch andere Arten von Führungen eingesetzt werden können, geht es doch grundsätzlich darum, die Freiheitsgrade des Kopfstückes in Bezug auf den Tisch einzufrieren. Beispielsweise kann die Führung durch ein einziges Rohr mit rechteckigem Querschnitt erfolgen, an dessen Mantelflächen jeweils entsprechende Anlageflächen des anderen Teils – Tisch bzw. Kopfstück – anliegen und daran gleiten können. Dies wäre ein Beispiel, mit dem mit einer einzigen Führung sowohl Bewegungen in der Horizontalebene als auch Verschwenkungen um die Hochachse verhindert werden können.

Der Unterschied zu den Ständerführungen der aus dem Stand der Technik bekannten Pressen besteht darin, dass bei der vorliegenden Erfindung nur geringe Querkräfte auftreten. Hingegen werden - wie eingangs beschrieben - bei Pressen aus dem Stand der Technik aufgrund der Tatsache, dass die Führungen spielfrei eingestellt werden müssen, und aufgrund der Asymmetrie der Presskraftverteilung die auftretenden Lastmomente über die Führungen abgetragen. Dies führt zu Verformungen und frühem Verschleiß. Bei der vorliegenden Erfindung hingegen, werden die entstehenden Lastmomente durch die Anordnung und Steuerung der Aktuatoren als Parallelkinematik bestimmt, wodurch die Querkräfte um Größenordnungen kleiner sind als im Stand der Technik. Dazu kommt, dass bei der Erfindung die Führungen spielfrei eingestellt werden können.

Fig. 29 zeigt eine weitere Variante der Erfindung, bei der anstelle der Führungen 603 aus Fig. 26 zumindest einer der Aktuatoren 612a am Tisch 605 fest eingespannt ist. Ein weiterer Aktuator 612b ist mit dem Tisch gegen Verschwenken um eine horizontale Achse gesichert, während das Verschwenken um die dazu normal stehende horizontale Achse möglich ist. Diese Aktuatoren 612a, 612b übernehmen dabei zusätzlich die Funktion einer Führung und binden drei Freiheitsgrade des Kopfstückes bzw. des daran befestigten Werkzeuges, nämlich zwei translatorische in der Horizontalebene und einen gegen

Verschwenken um die Vertikalachse. Die übrigen Aktuatoren 612 sind wie jene aus dem Beispiel der Fig. 25 mit einem einzigen Kardangelenk 620 am Tisch gelagert.

Das Einspannen des Hubzylinders erfolgt z.B. durch die Lagerung des Hubzylinders am Tisch durch zwei vertikal voneinander beabstandete Kardangelenke 620, 622. Das Sichern des anderen Hubzylinders gegen Verschwenken um eine horizontale Achse erfolgt z.B. durch zwei vertikal voneinander beabstandete Gelenke 620, 623, von denen eines, 620, ein Kardangelenk ist und das andere ein einfaches Drehgelenk 623, das eine Drehung um eine einzige horizontale Achse erlaubt. Dabei ist das Drehgelenk 623 selbst in einer horizontalen Richtung bewegbar z.B. im Rahmen einer Zylinder-Kolben-Führung. Diese translatorische Bewegung wird in den Figuren mit einem Pfeil P angedeutet, während die Drehachse des Drehgelenks mit einer strichlierten Linie dargestellt ist. Die Details dieser Gelenke sind in der Fig. 32 dargestellt, wobei die Hauptdarstellung der Fig. 32 eine Schnittdarstellung A-A aus der Fig. 31 (Seitenansicht) ist.

Die beiden anderen Aktuatoren 612 der insgesamt vier Aktuatoren sind jeweils nur über ein einziges Kardangelenk 620 mit dem Tisch 605 verbunden. Dieses System mit vier Aktuatoren ist einfach überbestimmt, nämlich durch einen dieser einfach gelagerten Aktuatoren. Es sind somit bei diesen Beispielen, um Bestimmtheit zu erlangen, zumindest drei Aktuatoren erforderlich. Bei derartigen Ausführungsformen sind mindestens drei Aktuatoren erforderlich, deren Fußpunkte (bzw. Kopfpunkte) nicht alle auf einer Geraden angeordnet sind.

Natürlich ist es möglich auch mehr als einen, sogar alle Zylinder im Tisch einzuspannen. Das System ist dann mehrfach überbestimmt. Die Weichheit der Elemente erlaubt trotzdem eine Hubbewegung - sollten jedoch die Zylinder z.B. aus steuerungstechnischen Gründen, nicht gleich laufen und das Kopfstück verkippen, könnte dies zu einem dauerhaften Verformen der Zylinder führen.

Die weiter unten beschriebenen Hubzylinder, die in Form langer Stufenzylinder ausgebildet sind, bieten ein besonders gutes Führungsverhältnis, sodass die oben beschriebene Funktion der Führung zuverlässig von den Aktuatoren übernommen werden

kann. Die Gleitführungen des Zylinders müssen natürlich dem Einsatzzweck entsprechend angepasst werden.

An dieser Stelle sei vermerkt, dass Begriffe wie „vertikal" und „horizontal" nur zur Beschreibung der konkreten Darstellungen verwendet wurden. Da jedoch grundsätzlich die Pressrichtung in jeder beliebigen Richtung liegen kann, sind zur Verallgemeinerung anstatt der „vertikalen Richtung" die Pressrichtung bzw. die Wirkrichtung der Aktuatoren und anstatt der „horizontalen Richtungen" die zur Pressrichtung bzw. Wirkrichtung normal stehenden Richtungen zu ersetzen.

Ein weiterer Aspekt der Erfindung betrifft dass Zusammenwirken von gesonderten Werkzeugführungen mit dem übrigen Antriebs- und gegebenenfalls Führungssystem. Presswerkzeuge besitzen üblicherweise eigene, gesonderte Führungssysteme, welche die Lage des Werkzeugoberteils (am Kopfstück befestigt) und des Werkzeugunterteils (am Tisch befestigt) bestimmen. Diese Werkzeugführung kann nun zu unerwünschten Verspannungen innerhalb der gesamten Presse führen, da sie zu einer vielfachen Überbestimmtheit des Systems führen.

Die Erfindung schlägt dazu vor, dass, sobald die obere und untere Werkzeugführung miteinander in Eingriff kommen (dies geschieht z.B. durch Einführschrägen, trichterförmige Verjüngungen, Schienen, etc.), den (eingespannten bzw. gegen Verschwenken sichernden) Aktuatoren 612a, 612b, die ansonsten auch die Funktion der Führung übernehmen, ihre Führungseigenschaft zu nehmen. Durch dieses Freischalten wird die ansonsten auftretende Überbestimmtheit aufgehoben, wodurch Verspannungen und folglich Verschleiß an den Werkzeugen verhindert werden können.

Besonders einfach ist dieses Freischalten bei der in den Fig. 29, 30 dargestellten Variante durchzuführen. Hier müssen nur die beiden Gegenhalter der entsprechenden Führungszylinder, das ist in einem Fall (fest eingespannter Aktuator 612a) eines der beiden Kardangelenke 620, 622 und im anderen Fall (der gegen Verschwenken um eine horizontale Achse gesicherter Aktuator 612b) das einfache Drehgelenk 623 geöffnet werden. Dies bedeutet, dass an der Stelle des Gelenkes die Verbindung zwischen Aktuator und Tisch gelöst wird. Dies erfolgt z.B. durch Herausziehen des Verbindungsbolzens bzw.

Gelenkbolzens durch einen weiteren, an der erfindungsgemäßen Parallelkinematik nicht beteiligten Aktuator. Durch diese Maßnahme kann eine deutlich höhere Lebensdauer an den Werkzeugen erreicht werden, weil eine vielfache Überbestimmtheit von vornherein vermieden wird.

Die Erfindung ist nicht auf die beschriebenen Ausführungsformen beschränkt. So können anstelle von Kardangelenken auch Kugelgelenke eingesetzt werden, oder andere Gelenke oder Kombinationen davon, die dieselbe Wirkung in Bezug auf das oben beschriebene Lagern, Einspannen und Sichern aufweisen. Wichtig ist nur, dass die Freiheitsgrade des Kopfstückes entsprechend eingeschränkt werden.

Anzumerken ist, dass das grundlegende Prinzip auch dann verwirklicht wird, wenn Kopfstück und Tisch vertauscht sind, bzw. die Zylinder Kopf stehen.

Auch wenn bei den zuletzt beschriebenen Ausführungsformen Tisch und Kopfstück als Kastenträger dargestellt sind, ist es selbstverständlich möglich, diese - wie weiter oben beschrieben - als Stabwerke auszubilden.

Da die Hydraulik für die beschriebenen Pressenaufbauten ein wesentliches Element darstellt, schlägt die Erfindung in weiteren Ausgestaltungen die im Folgenden erläuterten, auch bei Pressen gemäß dem Stand der Technik vorteilhaft anzuwendenden Maßnahmen vor; wobei zuerst auf die eigentlichen Aufgaben der einzelnen Teile des hydraulischen Systems eingegangen wird:

Zum Aufbau: Die Funktion der Hydraulikzylinder bei erfindungsgemäßen Umformmaschinen kann man in zwei Gruppen teilen:

Die Stützzylinder für die Seitenkraft, diese müssen den Hubschlitten (Pressenstößel) in horizontaler Lage halten und das Moment um die Hochachse übernehmen. Hier gibt es keine bevorzugte Bewegungsrichtung - sie müssen im optimalen Fall nach beiden Seiten gleich große Kräfte bereitstellen. Hier sind übliche doppelt wirkende Zylinder gut und solche, wie sie in den noch nicht veröffentlichten österreichischen Patentanmeldungen A 603/2008 und A 937/2008 beschrieben sind, optimal, einsetzbar.

Die Hubzylinder für die Hubkraft und die Presskraft - Hauptzylinder - müssen den Hubschlitten (Pressenstößel) vertikal bewegen und die Momente um die horizontalen Achsen aufnehmen. Bei der Abwärtsbewegung der Zylinder müssen diese neben der Kraft für die Bewegung der Eigenmassen (Zustellbewegung) auch die Kraft für den Pressvorgang (Krafthub) bereitstellen. Bei der Aufwärtsbewegung (Freistellbewegung) müssen die Zylinder nur die Eigenmassen bewegen. Daher ist es sinnvoll, Mehrkammerzylinder zu verwenden, um bei der Abwärtsbewegung mehr Wirkfläche und somit mehr Kraft bereitzustellen und bei der Aufwärtsbewegung weniger Hubvolumen zu benötigen und so höhere Geschwindigkeit zu erreichen. Dies ist insbesondere bei erfindungsgemäßen Pressen leicht möglich, da durch die spezifische Anordnung der Zylinder mehr Bauhöhe zur Verfügung steht als bei Pressen gemäß dem Stand der Technik.

Die Erfindung ermöglicht in einer weiteren Fortentwicklung noch darüber hinaus gehende Optimierungsmöglichkeiten für die Hauptzylinder, die ebenfalls auch bei Pressen gemäß dem Stand der Technik vorteilhaft verwendbar ist:

Um die Taktzeit der Presse weiter zu erhöhen, muss man sich folgendes klar machen: Der Leistungsbedarf beim Pressvorgang wird von der Presskraft und der Pressgeschwindigkeit bestimmt. Hier benötigt man bei großen Pressen bis zu mehreren 1000 t Presskraft (einige Meganewton). Daher muss die Wirkfläche für den hydraulisch aufgebrachten Druck für diesen Vorgang (Krafthub) sehr groß sein, was ein großes Ölvolumen bedeutet. Bei den anderen Hub- und Senkbewegungen beim Pressvorgang (Leerhub) muss lediglich die Masse der bewegten Teile vom Werkzeug und Stößel bewegt werden. Man benötigt also um einige Größenordnungen weniger Kraft, daher auch deutlich weniger Wirkfläche. Ein Hubzyklus besteht nun, von der oberen Totlage des Pressenstößels beginnend, aus:

1: Beschleunigung auf Eilganggeschwindigkeit nach unten
2: Konstante Eilganggeschwindigkeit nach unten
3: Verzögern auf Pressgeschwindigkeit
4: Konstante Pressgeschwindigkeit
5: Verzögern auf Stillstand (Umkehrpunkt)
6: Beschleunigen auf Eilganggeschwindigkeit nach oben

7: Konstante Eilganggeschwindigkeit nach oben

8: Verzögern auf Stillstand (oberer Totpunkt)

9: Stillstand der Presse zum Wechsel der Werkstücke.

Ausgenommen vom Pressen (4, und zumindest teilweise 5) benötigt man - im Vergleich zu diesen beiden Schritten - nur sehr geringe Kräfte für die Bewegung der beweglichen Pressenteile gegen die Schwerkraft (6, 7+8) bzw. keine Kräfte beim Stillstand (9) und beim Bewegen mit der Schwerkraft (1, 2+3), dabei muss sogar gebremst werden.

Dies vor Augen, ist es das Ziel und die Aufgabe, einen Zylinder anzugeben, welcher beim Leerhub möglichst nur die Kraft zur Massenbeschleunigung und möglichst nur beim Krafthub die Kraft für den Pressvorgang zur Verfügung stellt. Dadurch kann man bei konstantem Ölstrom die Leistungsdaten der Presse optimieren.

Verschiedene Zylinder-Kolben-Einheiten, die zur Erfüllung dieser Aufgabe geeignet sind, im Folgenden oft der Einfachheit halber mit nur kurz mit Zylinder bezeichnet, sind in den Fig. 15-17 gezeigt. Dabei ist, wie ausgeführt, zu bedenken, dass bei der erfindungsgemäßen Anordnung der Aktuatoren der bei weitem größte Kraftbedarf (Lasthub) während eines kleinen Teiles der Zugbewegung der Zylinder-Kolben-Einheiten auftritt, wogegen während des größten Teiles der Zugbewegung und der gesamten Druckbewegung nur ein wesentlich geringerer Kraftbedarf (Leerhub, Eilhub) besteht.

Es zeigt die Fig. 15 rein schematisch als eine erste Ausführungsform einen Zylinder 401 mit zwei Kraftstufen, den Zugkammern 402 für den Lasthub und einer Stufe, der Druckkammer 403, für den Leerhub. Dies bedeutet, dass zumindest zwei Zugkammern 402 axial gesehen hintereinander im Zylinder vorgesehen sind, und dass auf einer durchgehenden, gemeinsamen Kolbenstange 404 zwei zugeordnete Kolben 405, jeweils links bzw. rechts (oberhalb bzw. unterhalb) eines inneren Zylinderbodens 406 sitzen. Es ist somit dieser Zylinder 401 wie zwei hintereinander mit einer gemeinsamen Kolbenstange angeordnete Zylinder aufgebaut. Beim Krafthub werden beide Zugkammern 402 beaufschlagt, wodurch hohe Kraft erzeugt wird, beim Leerhub (=Eilhub) wird nur die Druckkammer 403 beaufschlagt, und unter der Voraussetzung eines im Wesentlichen konstanten Öldrucks und eines im Wesentlichen konstanten Ölflusses erreicht man dabei

bei etwa halber Kraft auf die Kolbenstange deren etwa doppelte Geschwindigkeit, ansonsten konstante Verhältnisse vorausgesetzt.

Dieser Zylinder 401 ist wesentlich besser für Pressen geeignet als die im Stand der Technik verwendeten, weist aber noch Nachteile auf, die durch den Zylinder 411 gemäß Fig. 16 vermieden werden: Bei diesem Zylinder 411 mit prinzipiell gleichem Grundaufbau wie beim Zylinder 401, bei dem für analoge Bauteile gleiche Bezugszeichen verwendet werden, sind Leerhubkammern 408 bzw. 413 mit stark verkleinertem Querschnitt und mit einem Leerhubkolben 414 der Kolbenstange 404 zusammenwirkend vorgesehen.

Dieser doppelt wirkende Leerhubzylinder kann nun alle Bewegungen des Kopfstückes 4 während des Leerhubs bewirken und wird während des Lasthubs entweder zur Unterstützung herangezogen oder es werden die beiden Kammern 407 und 413 kurzgeschlossen. Es kann der Leerhubzylinder 408, 413, 414 gegebenenfalls mit einem eigenen Ölkreislauf mit eigener Pumpe versehen sein, er kann aber auch von der Pumpe versorgt werden, die die Lastzylinder versorgt.

Um die Querschnittverringerung der Leerhubkammern 408, 413 und damit die Ausfahrgeschwindigkeit der Zylinder-Kolben-Einheit 411 auf die Spitze zu treiben, weist der Zylinder 401 eine Zentralstange 409 auf und die Kolbenstange 404 ist an ihrem freien Ende hohl ausgebildet und nimmt die Zentralstange 409 dichtend auf. Da dadurch im Inneren der hohlen Kolbenstange 404 ein Totraum 410 veränderlichen Volumens gebildet wird, muss dieser zum Zwecke des Druckausgleichs durch eine Entlüftungsleitung 412 mit der Umwelt verbunden sein.

Wenn nun, ausgehend von der in Fig. 16 dargestellten Position der Kolbenstange 404, der Leerhubzylinder 408 mit Öl beaufschlagt und die Kolbenstange 404 ausgefahren wird, so wird erfindungsgemäß Öl aus der Leerhubkammer 413 zur Pumpe gedrückt, ohne dass Bedarf an einem großen Vorratsgefäß besteht. Gleichermaßen wird Öl aus den Zugkammern 402 gedrückt, aber erfindungsgemäß nicht zurück in ein Vorratsgefäß, sondern, durch entsprechend geschaltete Ventile, in die Leerkammern 407, deren Volumen den Volumen der Zugkammern 402 entspricht. Eventuelle geringfügige Differenzen,

beispielsweise zufolge der thermischen Ausdehnung, können auf übliche Weise abgeführt und einem Vorratsgefäß zugeführt werden.

Nach dem Erreichen des größten Hubes und Wechseln der Werkstückes beginnt der Arbeitshub (Zugbewegung), der ja, wie weiter unten noch ausführlich erläutert wird, zuerst mit der Zustellbewegung beginnt, die ja noch keine große Kraft benötigt. Daher wird Öl in die Leerhubkammer 413 gedrückt und presst das in der Leerhubkammer 408 befindliche Öl durch die nun umgeschalteten Ventile in Richtung Pumpe (die auch ein kleines Reservoir für Öl, gegebenenfalls mit einer Kühl- und/oder Reinigungsvorrichtung umfasst), die Bewegung erfolgt entsprechend rasch. Gleichermaßen wird Öl aus den Leerkammern 407 durch entsprechende Stellung der Ventile in den Fluidleitungen (Fig. 23) direkt, das heißt, ohne durch die Pumpe oder ein Reservoir zu durchlaufen, in die Zugkammern 402 gedrückt (Kurzschlussschaltung).

Wenn die Kolbenstange 404 die Position, die dem Beginn des Krafthubs (Schritt 4) entspricht, erreicht, werden beide Zugkammern 402 mit Druck beaufschlagt, es steht die volle Kraft zur Verfügung, natürlich bei entsprechend reduzierter Geschwindigkeit. Der Leerhubzylinder 408, 413, 414 kann diese Bewegung unterstützen oder ist kurzgeschlossen.

Wenn auf der Presse Teile gefertigt werden, bei denen die notwendige Presskraft (relativ) klein ist, kann dies auf einfache Weise berücksichtigt werden, indem auch beim Krafthub (Schritte 4 + 5) nur eine der beiden Kammern 402 unter Druck gesetzt wird, was, wie bei der Zustellbewegung, bei gleichem Ölfluss zu einer Erhöhung (in diesem Beispiel etwa zu einer Verdoppelung) der Pressgeschwindigkeit bei bewusst reduzierter (etwa halbierter) Presskraft führt, während das Öl zwischen den nicht aktivierten Kammern einfach hin- und her- gedrückt wird (Kurzschlussbetrieb).

Wenn die Einbauhöhe der Presse nicht ausreicht, einen "Leerhubzylinder" 408, 413 geometrisch in Serie zu schalten, ist es auch möglich, diesen, wie in Fig. 17 dargestellt, in das freie Ende der Kolbenstange 404 des Kraftzylinders zu integrieren. Dazu ist das freie Ende der Kolbenstange 404 hohl ausgebildet und gleitet abgedichtet über eine Zentralstange 409, die den Kolben 414 trägt. Der so in der Kolbenstange gebildete Leerhub-

zylinder 408, 413, 414 wird über Zuleitungen 410 im Inneren der Zentralstange 409 mit Öl versorgt.

Diese Ausführungsform hat den Nachteil, dass der Leerhubzylinder 408, 413, 414 wegen der unterschiedlichen Querschnitte der Kammern 408 und 413 nicht mehr als Gleichlaufzylinder zu bauen ist. Somit muss während des Eilhubes ein Ölfluss von und zu einem Ölvorratsbehälter allerdings nur beschränkter Abmessungen berücksichtigt werden.

Ein weiteres Anliegen der Erfindung ist Folgendes: Bei gleichzeitig arbeitenden Pressen (z.B. Transferpresse) ist der Energiebedarf zum gleichen Zeitpunkt (wenn alle 5-6 Pressen gleichzeitig im Arbeitshub die volle Presskraft ausüben müssen) am höchsten, die dabei erforderliche elektrische Maximallast muss von den Kraftwerken zur Verfügung gestellt werden, was einen erheblichen Aufwand bedeutet und zu hohen Energieverbrauchskosten der Betreiber solcher Anlagen führt. Die Erfindung sieht in einer Ausgestaltung, die auf Pressen einer der vorstehend beschriebenen Varianten und auf Pressen gemäß dem Stand der Technik gleichermaßen anwendbar ist, ein neues System der Energieversorgung und der Energiespeicherung für Pressen vor.

Dazu folgender Hintergrund: Vorteile von mechanisch angetriebenen Pressen sind neben der vielen Nachteile: Sie sind laut, bilden ein starres System, sie sind gefährlich, es besteht die Gefahr der Selbstzerstörung, etc., die im Vergleich zu hydraulischen Pressen geringere Taktzeit und die geringeren Energiespitzen und damit eine geringere Belastung des elektrischen Netzes, was sich vor allem bei Pressenstraßen zeigt, da diese taktgebunden annähernd synchron ihren Hub durchführen und damit gemeinsam das Netz belasten.

Mechanische Antriebe besitzen die Fähigkeit, Energie in der Schwungmasse zu speichern. Das heißt, diese Pressen machen nicht nur den Leerhub schneller als hydraulische Pressen, sondern auch den Krafthub. Dies deshalb, weil die Hydraulik bei gleicher Krafthub-Geschwindigkeit eine enorm große Motorleistung benötigt; z.B. benötigt eine 1000t Presse bei einer Umformgeschwindigkeit von 100 mm/sec. mehr als 1 000 KW Antriebsleistung.

Um eine Multiplikation dieser enormen Leistungen durch die Gleichzeitigkeit der Bewegung der verschiedenen Pressen einer Linie zu verhindern, werden heute die

Motorleistungen beschränkt, um die Netzbelastung im Rahmen zu halten. Da im Leerhub nur geringe Kräfte benötigt werden, wird eine Ölpumpe eingebaut, die eine hohe Eilgeschwindigkeit ermöglicht (Pumpenleistungen von durchaus mehreren 100 kW). Diesen hohen Öldurchfluss der Pumpe kann der dazugehörige Elektromotor aber nur im Leerhub umsetzen, sodass sich zwangsweise im Krafthub die Hubgeschwindigkeit entsprechend der zur Verfügung stehenden Motorleistung nach der Formel:

Kraft x Geschwindigkeit = Leistung

deutlich vermindert.

Ein Hubzyklus besteht nun, wie bereits oben angeführt, von der oberen Totlage des Pressenstößels beginnend, aus:

1: Beschleunigung auf Eilganggeschwindigkeit nach unten
2: Konstante Eilganggeschwindigkeit nach unten
3: Verzögern auf Pressgeschwindigkeit
4: Konstante Pressgeschwindigkeit
5: Verzögern auf Stillstand (Umkehrpunkt)
6: Beschleunigen auf Eilganggeschwindigkeit nach oben
7: Konstante Eilganggeschwindigkeit nach oben
8: Verzögern auf Stillstand (oberer Totpunkt)
9: Stillstand der Presse zum Wechsel der Werkstücke.

Dabei wird bei den Schritten 1, 2 + 3 Energie von der Presse an den Antrieb „geliefert"; bei den Schritten 4, 5, 6, 7 + 8 wird zur Bewegung der Presse Energie benötigt; und im Schritt 9 wird keine Energie benötigt. Dazu ist zu sagen, dass die Beschleunigungen/Verzögerungen (deutlich) kleiner sind als die Erdbeschleunigung, sonst wären die Verhältnisse beim Energiebedarf anders. Da der Schritt 5 noch während des Lasthubes, des Umformens, erfolgt, wird trotz der Verzögerung durch die Materialumformung im allgemeinen Energie benötigt.

Da dieser Zyklus sich üblicherweise bei der Serienfertigung von Teilen laufend wiederholt und in einer relativ kurzen Zeitspanne abläuft, bietet sich die Verwendung eines Energiespeichers zum Erzielen einer möglichst hohen Geschwindigkeit/Beschleunigung bei den Schritten 1, 2, 3, 6, 7 und 8 an und es eignet sich ein Schwungrad besonders für diese Anwendung. Von Vorteil sind dabei die hohe Energiespeicherfähigkeit und der hohe Wirkungsgrad von Schwungrädern.

Diese Idee ist ihrem Grund nach nicht neu, die DE 32 16 563 C, die DE 33 18 188 A, die eine Zusatzanmeldung der erstgenannten Druckschrift betrifft, die EP 588 845 A, die US 5,526,738 A und die ein anderes technisches Gebiet, nämlich die Betätigung eines Flugzeugruders betreffende EP 271 744 B, offenbaren alle verschiedene Kombinationen von Motor(en), Schwungrädern und Pumpen für hydraulische Antriebe.

Die erfindungsgemäße Idee ist nun die Verwendung eines Schwungrads, welches von einer Antriebsquelle (z.B. E-Motor, Hydraulikmotor...), die ein konstantes Drehmoment an die Schwungscheibe abgibt, in Rotation versetzt wird. Eine regelbare Hydraulikpumpe (Motor) nimmt nun an diesem Schwungrad entsprechend dem Bedarf Leistung ab, die in der Pumpe entsprechend der gewünschten Geschwindigkeit des Pressenstößels und der benötigten Presskraft passend in Ölgeschwindigkeit und Öldruck umgesetzt wird. Darüberhinaus steht beim Eilhub abwärts und beim Bremsen Energie zur Verfügung und wird über die dann als Motor arbeitende Pumpe an die Schwungscheibe abgegeben. Beim Pressvorgang, beim Beschleunigen und beim Aufwärtshub (Schritte 4, 5, 6, 7 + 8) wird Energie benötigt und von der Schwungscheibe vermittels der Pumpe abgezogen und an die Hydraulikzylinder geliefert.

Da üblicherweise Umformprozesse sich immer wiederholen und die hergestellten Teile meist mittlere bis hohe Losgrößen aufweisen, ist folgende Vorgangsweise zur Erzielung einer besonders ökonomischen Arbeitsweise günstig: Beim Einstellen der Presse nach dem Beschleunigen des Schwungrades (ca. 80 % der Maximaldrehzahl) wird die erste Pressung langsam durchgeführt und dabei der exakte Energiebedarf über den Pressvorgang festgestellt. Die so ermittelte Energiemenge plus der Verlustleistung ist nun vom Motor dauerhaft aufzubringen. Dabei wird dieser bevorzugt so gesteuert, dass beim Beginn des Pressvorganges (Schritt 4) die Schwungscheibe mit ca. 95 % der maximal zulässigen

Drehzahl rotiert. Der Regelkreis des Elektromotors kann durch die Schwungraddrehzahl realisiert werden.

Dazu zeigen die Fig. 18-23 rein schematisch (reale Anordnungen sind bevorzugt mit fluchtenden Wellen mit Wellenkupplungen ohne jede Verzahnung) und mit unrealistisch neben dem Antrieb angeordneten Zylinder-Kolben-Einheiten, aber dafür übersichtlich und anschaulich einige Ausführungsformen dieser Weiterentwicklung der Erfindung; nämlich die Fig. 18, 19 eine einfache Variante, die Fig. 20, 21 eine Ausgestaltung und die Fig. 22 und 23 eine bevorzugte Variante.

Die Fig. 18 und 19 zeigen eine erste Variante der Ausgestaltung der Erfindung mit einem elektrischen Antrieb 501, der ein Schwungrad 502 in Drehung versetzt, das wiederum eine Ölpumpe 504 antreibt, die mittels einer Hydraulik 503 mit einer Zylinder-Kolben-Einheit 401 verbunden ist. Das Schwungrad 502 hat beispielsweise für eine Presse mit 600 Tonnen Pressdruck und einen Lasthub von 500 mm eine Masse von 750 kg bei einem Durchmesser von 1000 mm und einer maximal zulässigen Drehzahl von 3500 U/min. Der Antrieb 501 leistet 120 kW, die Pumpe 504 liefert 2.10^{-2} m^3 Öl/s bei einem Druck von 350 bar. Die Zylinder-Kolben-Einheit 401 entspricht der der Fig. 15, die Führung der einzelnen Leitungen der Hydraulik 503 erfolgt so, dass die einzelnen Kammern abwechselnd unter Druck stehen, die Kolbenstange bewegen und dabei die jeweiligen Gegenkammern Richtung Pumpe leeren, sodass ein nahezu gleichmäßiger Ölfluss mit Bedarf für ein nur kleines Reservoir, das im Fuß der Pumpe untergebracht sein kann, erreicht wird.

Wie aus der Darstellung hervorgeht, weisen die Hydraulikleitungen keine Ventile auf, die Drosselung beim Durchlaufen von Ventilen und die damit verbundene Vernichtung brauchbarer Energie (Druckenergie wird in Wärme umgewandelt) wird vollständig vermieden, wie auch die folgenden Beispiele zeigen.

Die Fig. 20 und 21 zeigen eine Variante der vorstehend erläuterten Ausführungsform, bei der die Hydraulik 503 über eine eigene Schaltung 505 verfügt und eine Zylinder-Kolben-Einheit 401 wie zuvor eingesetzt wird. Die Schaltung 505 ermöglicht es durch im Einzelnen nicht dargestellte Ventile, den Fluss des Öls in Abhängigkeit von dem jeweiligen Betriebszustand zu bestimmen: Die Schaltung 505 ist im Lasthub, während der

Pressbewegung (Schritte 4 + 5) dargestellt: Öl wird in die beiden Zugkammern 402 gedrückt, die Druckkammer 403 und die Leerkammer 407 geben das in ihnen enthaltene Öl an die Saugseite der Pumpe ab.

Beim Leerhub in Druckrichtung wird die Schaltung 505 umgestellt, die hintere Zugkammer 402 ist dann mit der Leerkammer 407 direkt verbunden, eine weitere Verbindung mit einem Vorratsbehälter schafft die Möglichkeit des Volumenausgleichs in alle Richtungen; in die Druckkammer 403 wird Öl gedrückt, die vordere Zugkammer 402 gibt das in ihr befindliche Öl Richtung Pumpe ab und steht ebenfalls mit dem Vorratsbehälter in Verbindung. Damit wird ein im Wesentlichen doppelt so schnelles Ausfahren im Vergleich zum Einziehen erzielt, wobei aber eine Rücksichtnahme auf die oben angegebenen Details noch nicht ermöglicht ist. Es ist allerdings auch hier im Betrieb kein Ventil in Drosselstellung zu durchfließen, somit treten auch hier die im Stand der Technik den Wirkungsgrad so herabsetzenden Effekte nicht auf.

Eine besonders bevorzugte Ausgestaltung zeigen die Fig. 22 und 23, die eine Anordnung mit einer Zylinder-Kolben-Einheit 411 gemäß der Fig. 16 darstellt. Um den tatsächlichen Lastverhältnissen bestmöglich Rechnung zu tragen und um auch hier ohne Ventile, die im Betriebszustand in Drosselstellung durchströmt werden, auszukommen, sind zwei getrennte Pumpen 504 und 506 mit dem Schwungrad 502 im Eingriff, im Betrieb sind folgende Betriebszustände zu unterscheiden:

Wenn von der gezeigten Position aus die Kolbenstange 404 ausgefahren wird (Schritte 6, 7, 8 + 9), so wird über die Pumpe 506 der Leerhubzylinder 408 beaufschlagt und bewegt die Kolbenstange; gleichzeitig wird die Gegenkammer 413 geleert, die Pumpe 506 bedarf nur eines minimalen Vorratsbehälters; sie kann einen eigenen Hydraulikkreislauf darstellen oder mit dem Lastkreislauf (Pumpe 504) verbunden sein. In diesem Lastkreislauf mit der Pumpe 504 werden die Zugkammern 402 geleert, dabei fließt das Öl der Zugkammern 402 direkt in die Leerkammern 407; auch der Lastkreislauf benötigt nur ein minimales Reservoir, das er gegebenenfalls mit dem des Leerhubkreislaufes teilt.

Nach dem Erreichen des oberen Totpunktes (= Kolbenstange 404 vollständig ausgefahren, Schritt 9) wird beim Einfahren der Kolbenstange (Schritt 1, 2 + 3) zuerst der Leerhubkreis-

lauf entsprechend beaufschlagt (üblicherweise geschieht dies durch die Armaturen der Pumpe 506); es fließt das Öl in die Leerhubkammer 413, bewegt den Kolben 404 und drückt Öl aus der Leerhubkammer 408 zur Pumpe 506. Gleichermaßen wird Öl von den Leerkammern 407 direkt in die Zugkammern 402 gedrückt.

Mit Beginn des Pressschrittes 4 wird die Schaltung 505 umgestellt, ab diesem Zeitpunkt sind beide Zugkammern 402 mit Druck beaufschlagt, die Geschwindigkeit der Kolbenstange 404 sinkt, die zur Verfügung stehende Kraft steigt gegenüber dem Leerhub stark an. Der Leerhubkreislauf 408, 413, 414 bleibt bevorzugt zur Unterstützung der Bewegung weiter aktiviert, kann aber auch durch Kurzschließen der Kammern 408, 413 praktisch verlustfrei abgeschaltet werden.

Nach Erreichen des unteren Totpunktes werden die Schaltung und der Betrieb der Hydraulikreisläufe wieder umgestellt, der Leerhubkreislauf bleibt/wird aktiviert, natürlich in umgekehrter Richtung, das Spiel startet erneut.

In Abhängigkeit von der Reibung und den anderen Randbedingungen sorgt der Antrieb 501 permanent für die Aufbringung von Antriebsdrehmoment auf das Schwungrad 502, zumindest solange er nicht durch einen Drehzahlwächter abgeschaltet wird. Während der einzelnen Schritte entnehmen nun die Pumpe 504 und gegebenenfalls die Pumpe 506 Leistung vom Schwungrad, wodurch sich dessen Drehzahl verringert. Bei einzelnen Betriebszuständen (Verzögerung, Bewegung nach unten) fällt, wie oben bereits ausgeführt, auch auf der Pumpenseite Leistung an, diese kann durch Umstellen der Pumpen ebenfalls an das Schwungrad abgegeben werden; wodurch weiter Energie gespart wird.

Natürlich sind im Wissen um diese Zusammenhänge die verschiedensten hydraulischen Varianten mit Eilgang, mit einer oder mehreren Pumpen usw. möglich; z.B. Schwungrad-Pressenantriebs mit separat schaltbaren Teilzylindern, um im Teillastbereich entsprechend höhere Geschwindigkeiten zu realisieren und dergleichen mehr, wesentlich ist dabei aber immer, dass durch die erfindungsgemäßen Maßnahmen das Durchfließen von nur teilweise geöffneten Ventilen und der damit einhergehende Drosselverlust vollständig oder so gut wie vollständig vermieden wird.

Wie im Einzelnen angeführt, können verschiedene der erfindungsgemäßen Maßnahmen vorteilhaft angewandt werden, ohne dass es notwendig wäre, die anderen Maßnahmen zu ergreifen; für den Fachmann auf dem Gebiete der Pressen und insbesondere der hydraulisch betriebenen Pressen ist dies in Kenntnis der Erfindung leicht ersichtlich und anwendbar. Insbesondere ist der erfindungsgemäße Energiespeicher für Pressen aller Art einsetzbar.

Patentansprüche:

1. Presse zum Umformen von Material mit einem Tisch (5) und einem Kopf (4) mit einem Pressenstößel, der gegenüber dem Tisch mittels eines Pressantriebs in Pressrichtung auf und ab beweglich ist, dadurch gekennzeichnet, dass das Kopfstück (4) die bewegliche Plattform einer parallelkinematischen Vorrichtung (101) ist, deren feste Plattform ortsfest bezüglich des Tisches (5) ist.

2. Presse nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass der Pressantrieb der parallelkinematischen Vorrichtung (101, 600) Aktuatoren (112, 612, 612a, 612b) umfasst, die im Wesentlichen parallel zur Pressrichtung orientiert sind.

3. Presse nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass zur Bindung von Freiheitsgraden des Kopfstückes (604) in Bezug auf den Tisch (605) mindestens eine Führung (603) vorgesehen ist, die im Wesentlichen parallel zur Pressrichtung orientiert ist. (Fig. 25)

4. Presse nach einem der Ansprüche 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass der Pressantrieb der parallelkinematischen Vorrichtung (101) Hauptaktuatoren (112), die im Wesentlichen parallel zur Pressrichtung orientiert sind und anders orientierte Nebenaktuatoren (113) umfasst, wobei die Fußpunkte (302) der Aktuatoren (112, 113) tischseitig und die Kopfpunkte (305) der Aktuatoren (112, 113) kopfstückseitig angeordnet sind.

5. Presse nach einem der Ansprüche 2 bis 4, dadurch gekennzeichnet, dass die Fußpunkte der Aktuatoren (612, 613) auf Kardangelenken (620) sitzen, die die Aktuatoren (612, 613) mit dem Tisch (605) verbinden.

6. Presse nach einem der Ansprüche 2 bis 5, dadurch gekennzeichnet, dass die Kopfpunkte der Aktuatoren (612, 613) auf Kardangelenken (621) sitzen, die die Aktuatoren (612, 613) mit dem Kopfstück (604) verbinden.

7. Presse nach einem der Ansprüche 2 bis 6, dadurch gekennzeichnet, dass zumindest ein Aktuator (612a) am Tisch (605) oder am Kopfstück (604) fest eingespannt ist.

8. Presse nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, dass das Einspannen eines Aktuators (612a) am Tisch (605) oder am Kopfstück (604) über zwei in Pressrichtung voneinander beabstandete Kardangelenke (620, 622) erfolgt, die jeweils den Aktuator (612a) mit dem Tisch (605) oder dem Kopfstück (604) verbinden.

9. Presse nach einem der Ansprüche 2 bis 8, dadurch gekennzeichnet, dass zumindest ein Aktuator (612b) am Tisch (605) oder am Kopfstück (604) derart gelagert ist, dass er gegen Verschwenken um eine zur Pressrichtung normale Achse (630) gesichert ist und um eine zu dieser Achse (630) normale Achse (631) verschwenkbar ist.

10. Presse nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, dass das Sichern gegen ein Verschwenken des Aktuators (612b) um eine zur Pressrichtung normale Achse (630) am Tisch (605) oder am Kopfstück (604) über zwei in Pressrichtung voneinander beabstandete Gelenke (620, 623) erfolgt, die jeweils den Aktuator (612) mit dem Tisch (605) bzw. dem Kopfstück (604) verbinden, wobei das eine Gelenk ein Kardangelenk (620) ist und das andere Gelenk ein einfaches Drehgelenk (623) ist, das in einer zur Pressrichtung normalen Richtung geführt verschiebbar ist.

11. Presse nach einem der Ansprüche 8 und 10, dadurch gekennzeichnet, dass eines der beiden Gelenke, mit denen der Aktuator (612a, 612b) am Tisch (605) oder am Kopfstück (604) eingespannt bzw. gesichert ist, als lösbare Verbindung des Aktuators (612) mit dem Tisch (605) bzw. dem Kopfstück (604) ausgebildet ist.

12. Presse nach einem der Ansprüche 1 bis 11, dadurch gekennzeichnet, dass die parallelkinematische Vorrichtung (101) statisch überbestimmt ausgebildet ist.

13. Presse nach einem der voranstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass das Kopfstück (4) und/oder der Tisch (5) als Stabwerk (109, 111), gegebenenfalls mit einer Verkleidung (114) ausgebildet ist.

14. Presse nach einem der voranstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass am Kopfstück (4) und/oder am Tisch (5) mehrere Kurzhubzylinder (201, 209) vorgesehen sind, die die Lage des Werkzeugs auch bei elastischer Deformation des Kopfstücks (4) und/oder des Tisches (5) gewährleisten.

15. Presse nach einem der voranstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die parallelkinematische Vorrichtung (101) Aktuatoren umfasst, von denen zumindest einer eine hydraulische Zylinder-Kolben-Einheit (401, 411) ist.

16. Presse nach einem der Ansprüche 2 bis 15, dadurch gekennzeichnet, dass die im Wesentlichen parallel zur Pressrichtung orientierten Aktuatoren hydraulische Zylinder-Kolben-Einheiten (401, 411) sind, deren Fußpunkte (302) beweglich sind.

17. Presse nach Anspruch 16, dadurch gekennzeichnet, dass die Fußpunkte (302) auf Schwingen (304) sitzen und dass in der Position der Schwingen, in der das Kopfstück (4) dem Tisch (5) am nächsten ist, die Achse (307) der Schwinge (404) die Achse des Aktuators (401, 411) schneidet, und dass dieser Schnittpunkt, der Fußpunkt (302) und der Kopfpunkt (305) auf einer Geraden liegen.

18. Hydraulische Zylinder-Kolben-Einheit (401, 411) zur Verwendung in einer Presse nach einem der Ansprüche 1 bis 17, dadurch gekennzeichnet, dass ihre Kolbenstange (404) zwei Kolben (405) trägt und dass der Zylinder einen Zwischenboden (406) aufweist, sodass sie vier Kammern (402, 403) aufweist.

19. Hydraulische Zylinder-Kolben-Einheit (401, 411) nach Anspruch 18, dadurch gekennzeichnet, dass die Querschnittsflächen zumindest von drei der vier Kammern (402, 403) untereinander gleich groß sind.

20. Hydraulische Zylinder-Kolben-Einheit (411) nach Anspruch 18 oder 19, dadurch gekennzeichnet, dass die Kolbenstange (404) weiters einen Leerhubkolben (414) und der Zylinder einen Leerhubabschnitt mit verjüngtem Querschnitt aufweist, die eine doppelt wirkende Leerhub-Zylinder-Kolben-Einheit (408, 413, 414) darstellt.

21. Hydraulische Zylinder-Kolben-Einheit (411) nach Anspruch 20, dadurch gekennzeichnet, dass die Kolbenstange (404) an ihrem freien Ende hohl ausgebildet ist und eine zylinderfeste Zentralstange (409) dichtend umfasst, und dass die Zentralstange (409) an ihrem freien Ende mit einer Kolbenplatte (414) dichtend am Innenmantel der hohlen Kolbenstange (404) anliegt und so die Leerhub-Zylinder-Kolben-Einheit (408, 413, 414) ausbildet.

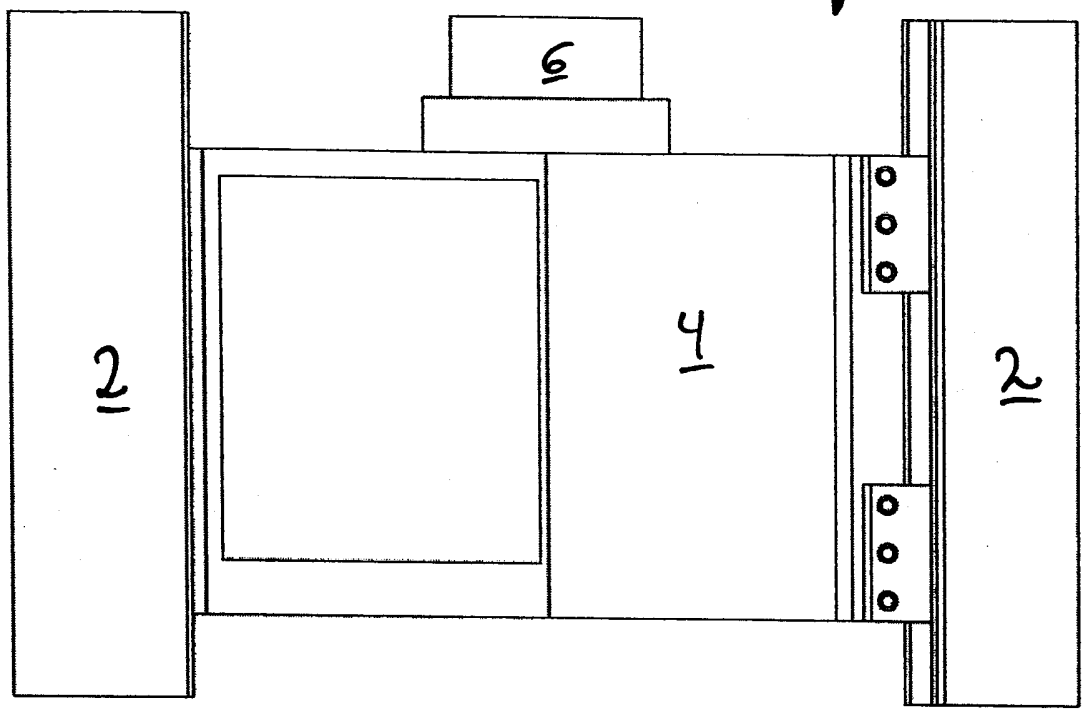
22. Verfahren zum Betrieb von hydraulischen Zylinder-Kolben-Einheiten (411) in einer Presse nach einem der Ansprüche 1 bis 17 mit einem Arbeitszyklus der, von der oberen Totlage des Pressenstößels beginnend, aus:

1: Beschleunigung auf Eilganggeschwindigkeit nach unten
2: Konstante Eilganggeschwindigkeit nach unten
3: Verzögern auf Pressgeschwindigkeit
4: Konstante Pressgeschwindigkeit
5: Verzögern auf Stillstand (Umkehrpunkt)
6: Beschleunigen auf Eilganggeschwindigkeit nach oben
7: Konstante Eilganggeschwindigkeit nach oben
8: Verzögern auf Stillstand (oberer Totpunkt)
9: Stillstand der Presse zum Wechsel der Werkstücke;

besteht, dadurch gekennzeichnet, dass während des Leerhubs, umfassend die Schritte (1, 2, 3, 6, 7 und 8) die Leerhub-Zylinder-Kolben-Einheit (408, 413, 414) in passender Richtung mit Druck beaufschlagt wird, während die vier Kammern (402, 403) paarweise kurzgeschlossen und gegebenenfalls mit einem Reservoir in Verbindung gebracht sind, und dass während des Lasthubs, umfassend die Schritte (4 + 5) die Zugkammern (402) mit Druck beaufschlagt sind und die Druckkammern (403) mit der Saugseite der Druckquelle und gegebenenfalls mit einem Reservoir in Verbindung gebracht sind.

23. Energiespeicher zur Verwendung in einer Presse, wobei der Energiespeicher aus einem Schwungrad (502) besteht, das von einem Antrieb (501) angetrieben wird und zumindest eine Pumpe (504, 506) für Hydraulikflüssigkeit antreibt, dadurch gekennzeichnet, dass für stets gleich beaufschlagte Paare von Kammern (402, 403; 408, 413) jeweils eine Pumpe vorgesehen ist.

009435



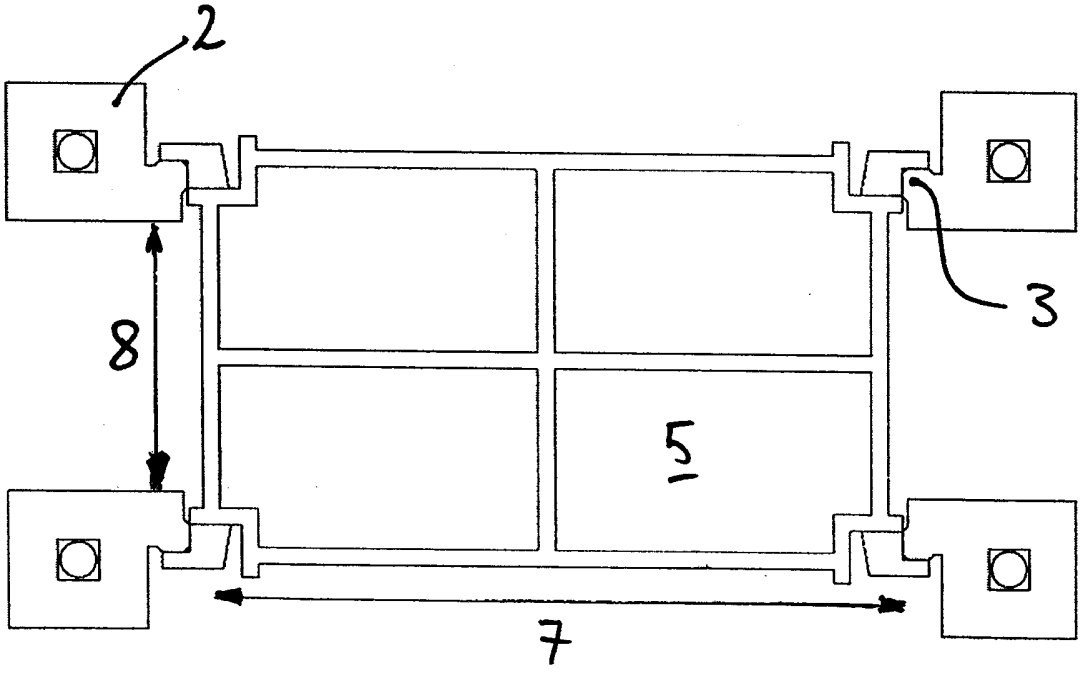


Fig. 1

Fig. 2

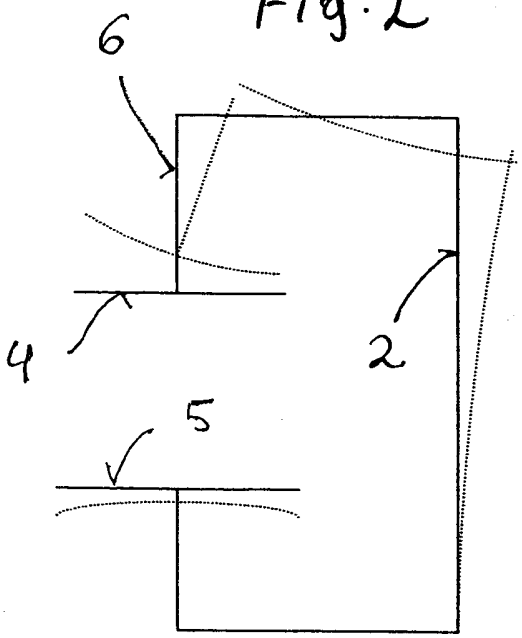


Fig. 3

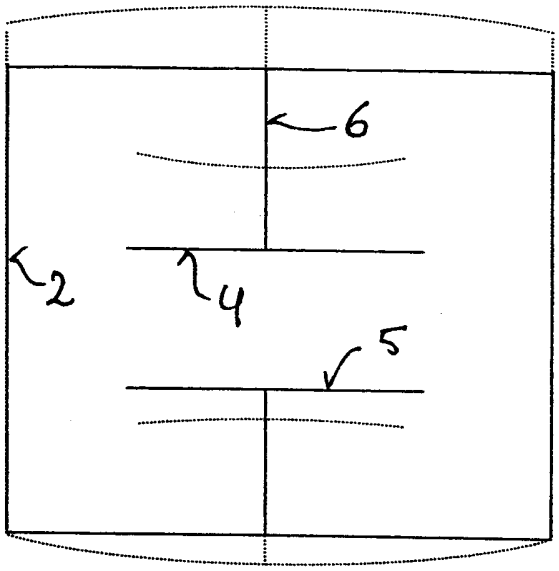
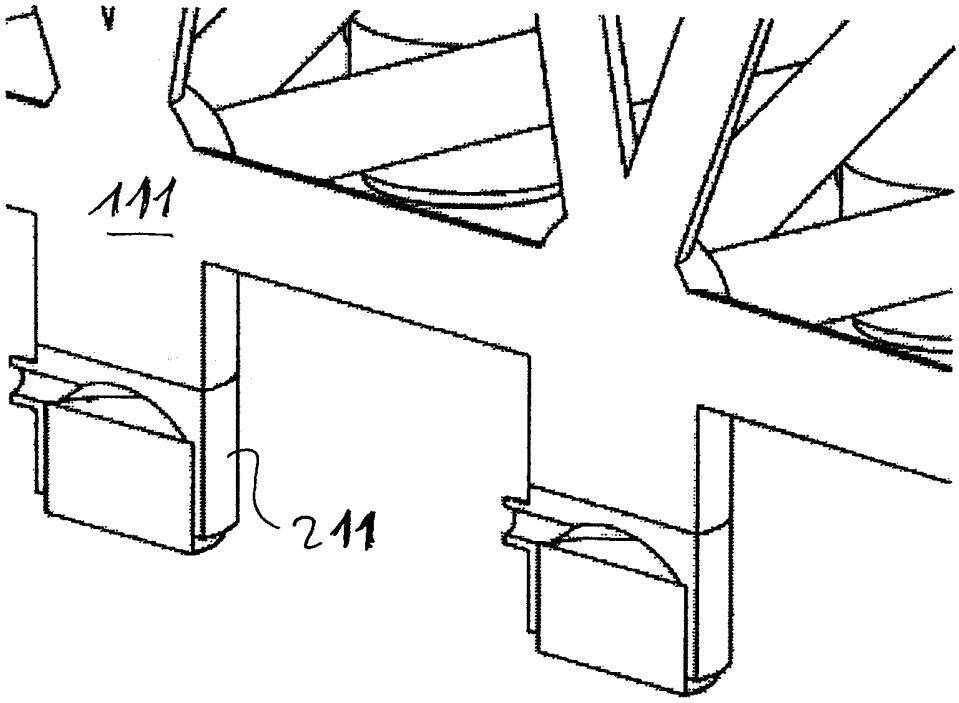


Fig. 11b



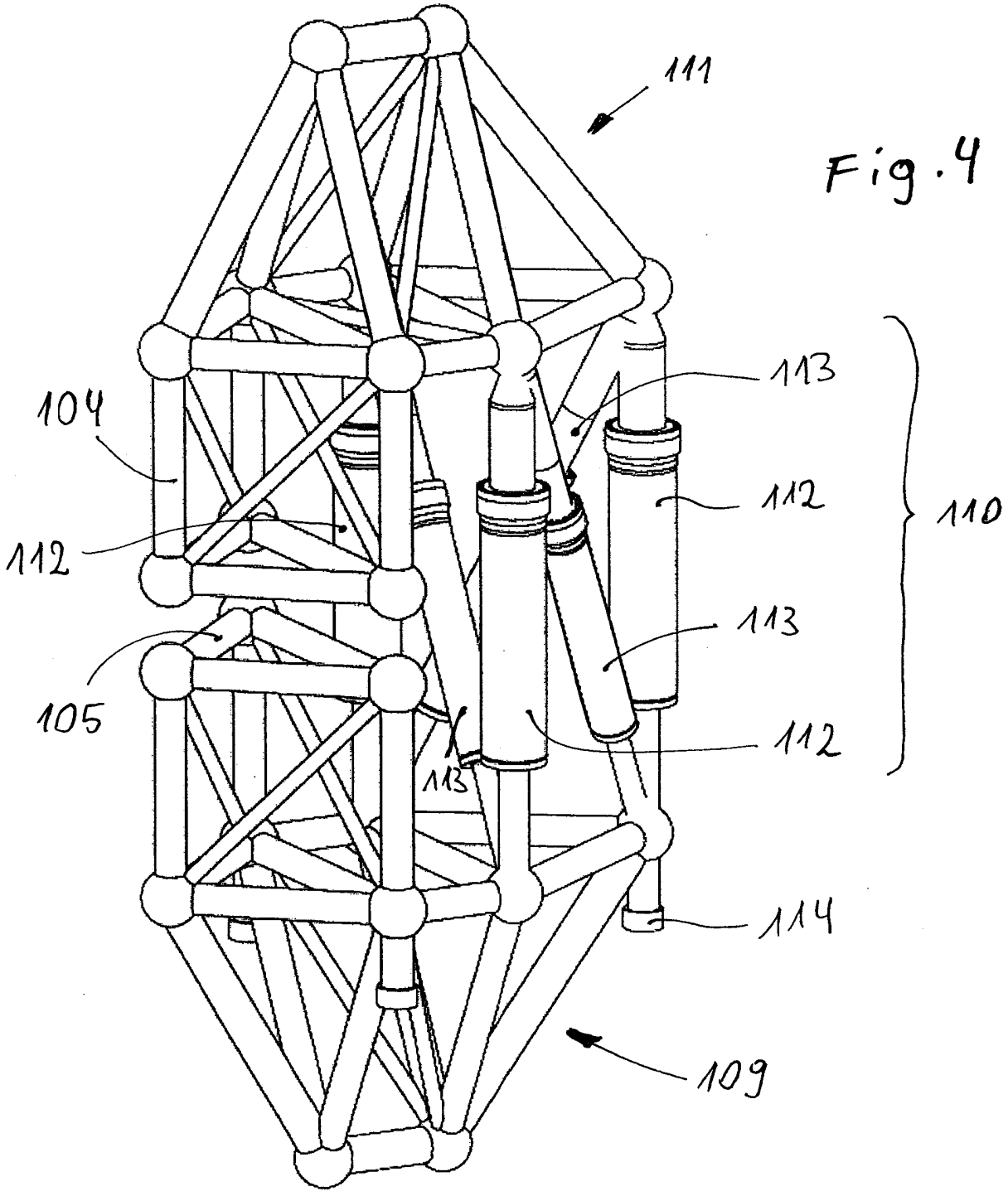
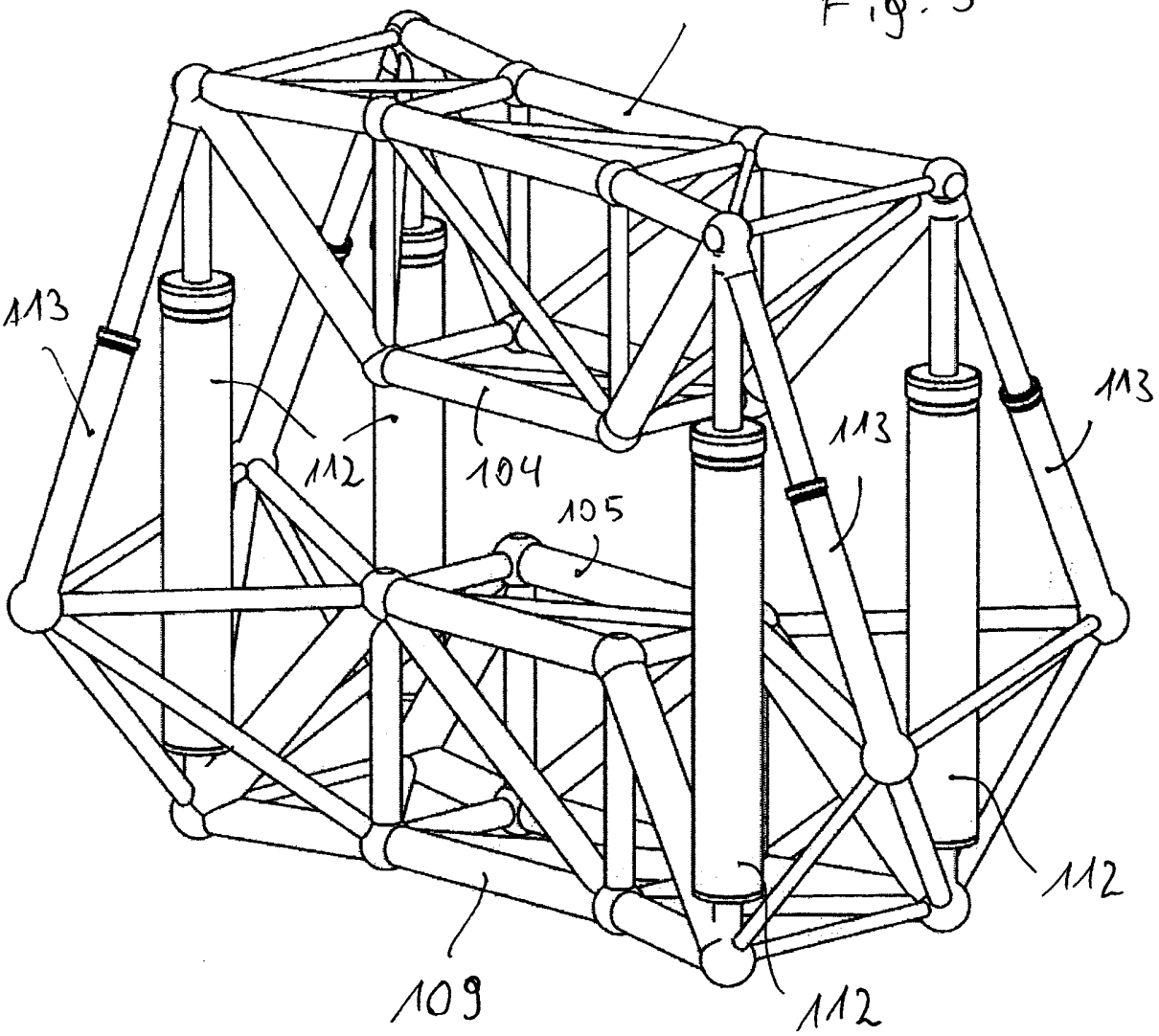


Fig. 4

DRAWINGS

Fig. 5



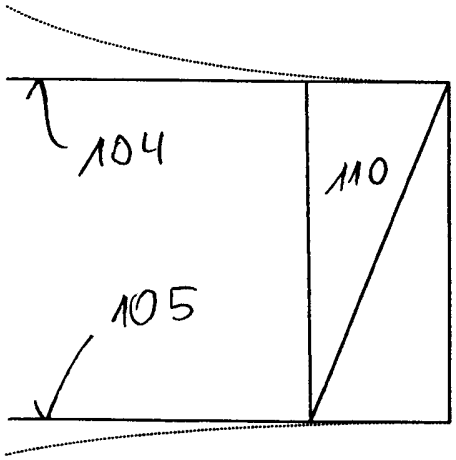


Fig. 6

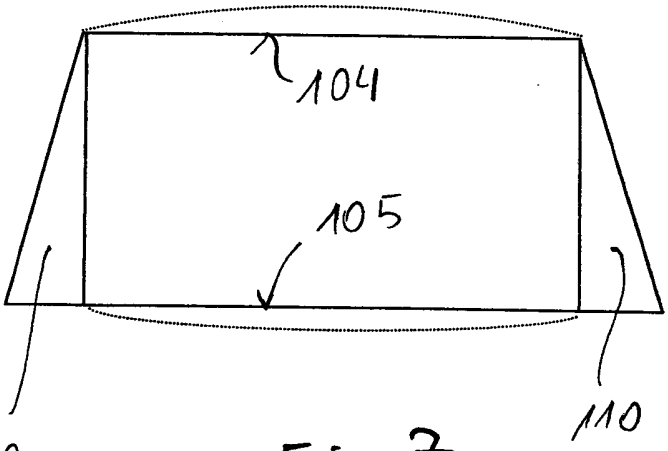


Fig. 7

Fig. 8

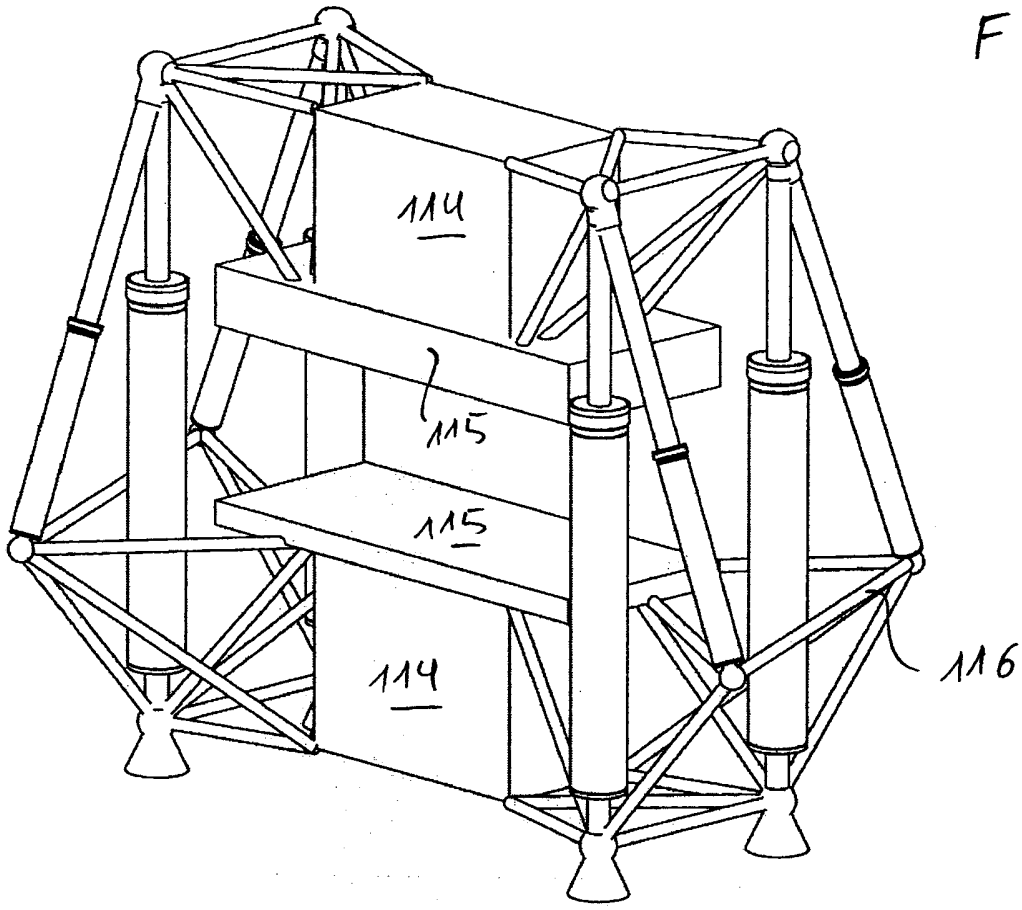


Fig. 9

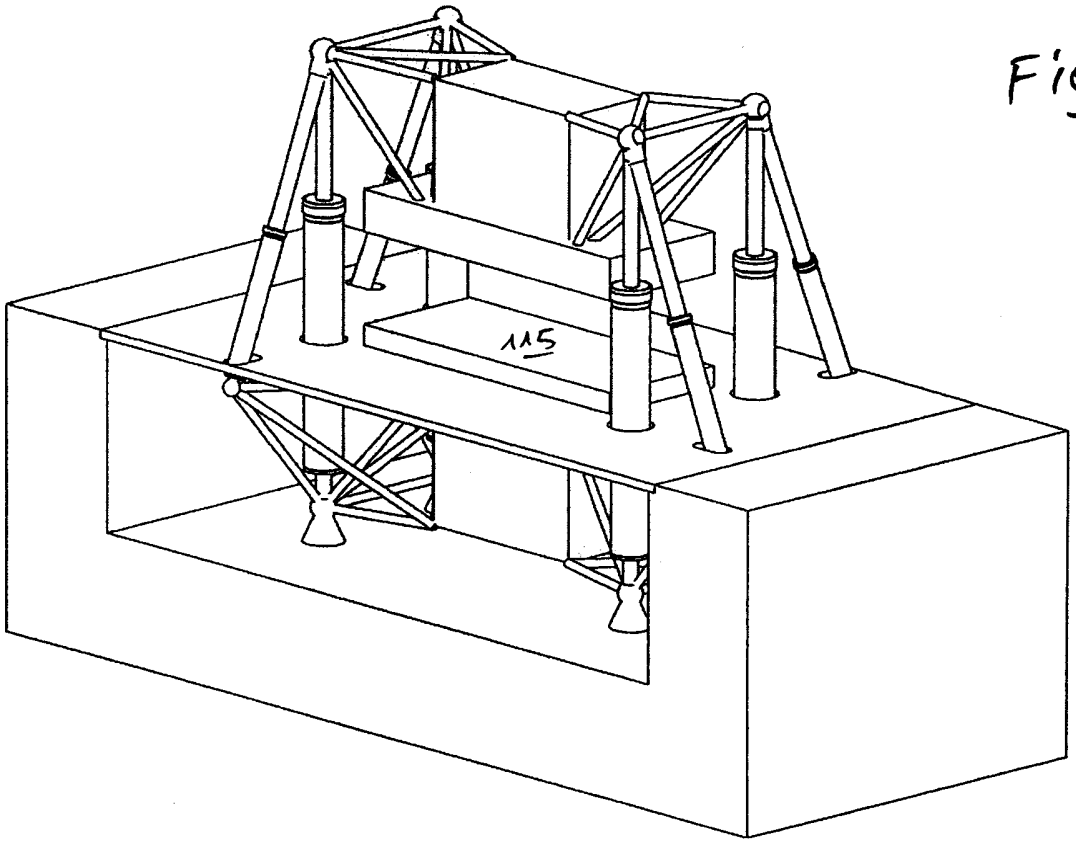


Fig. 10

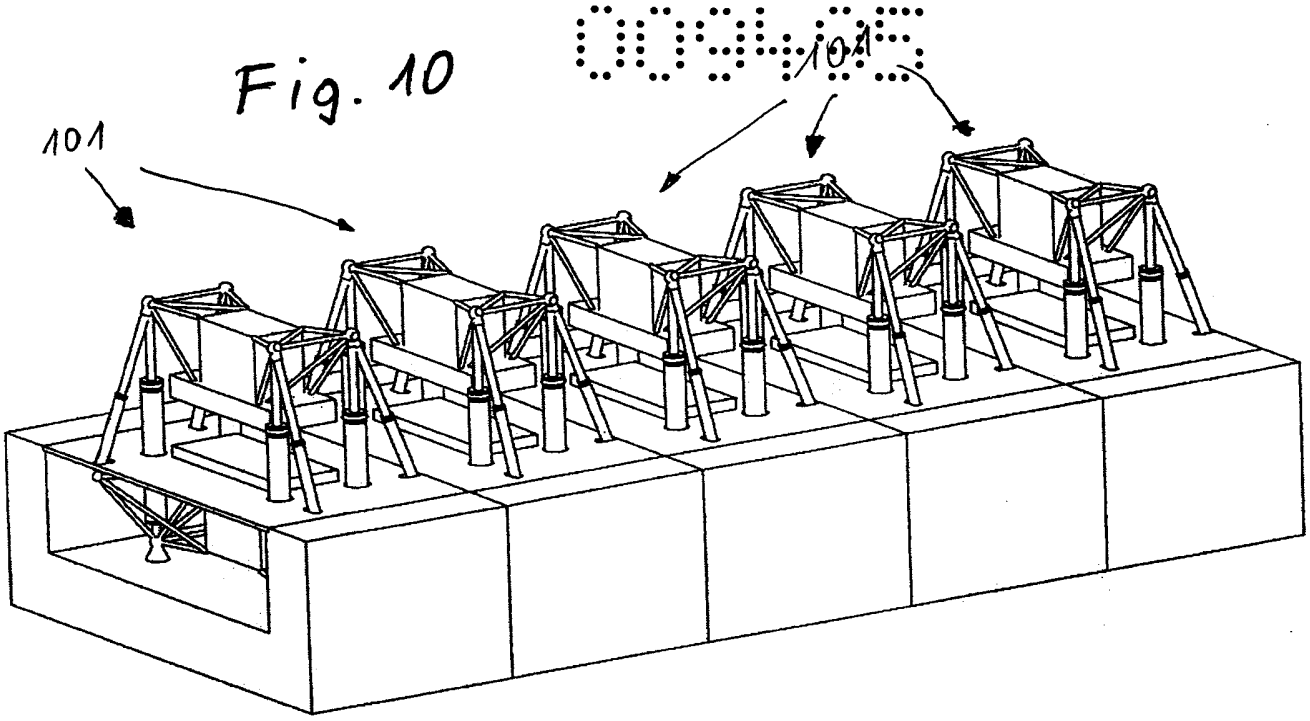
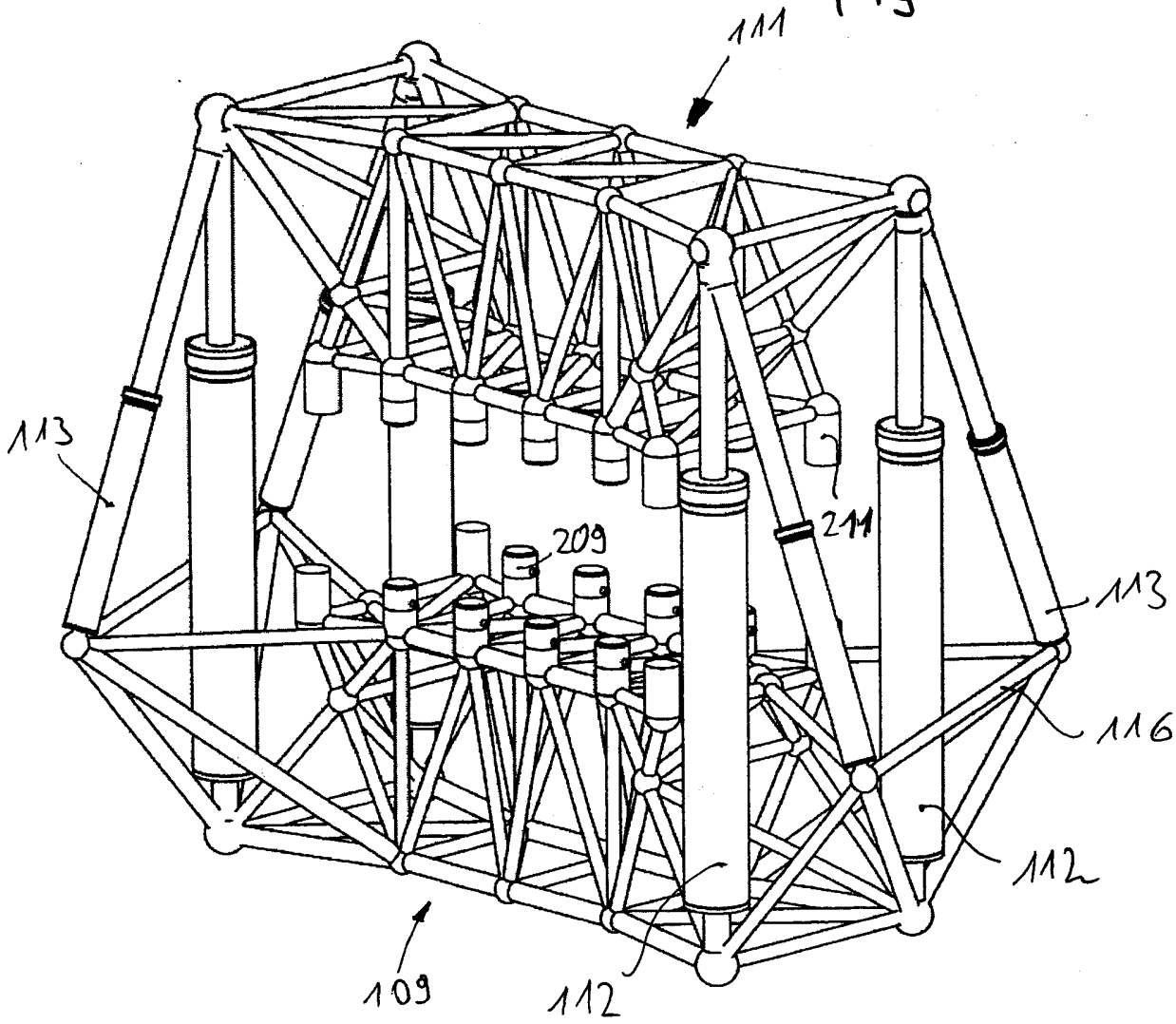


Fig. 11a



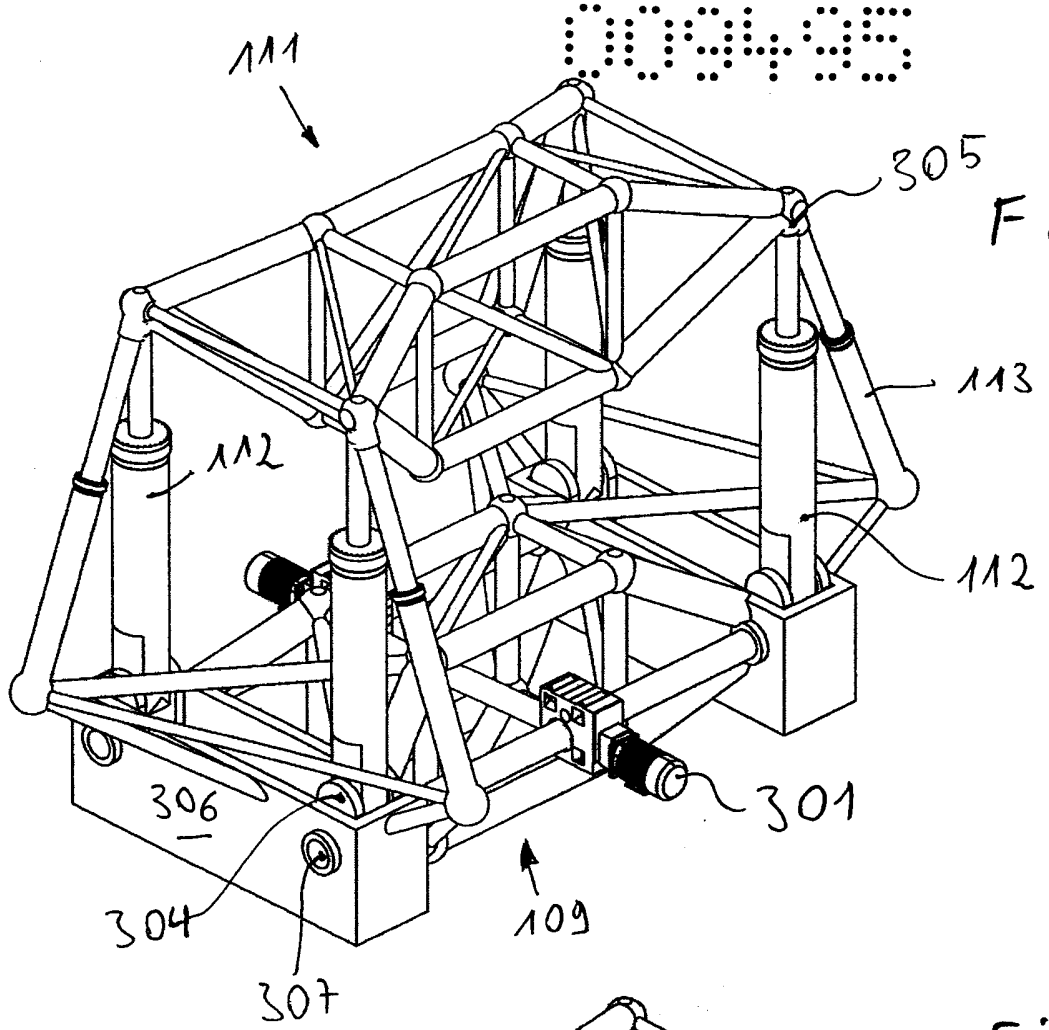

111
305
113
112
112
306
301
304
109
307

Fig. 12

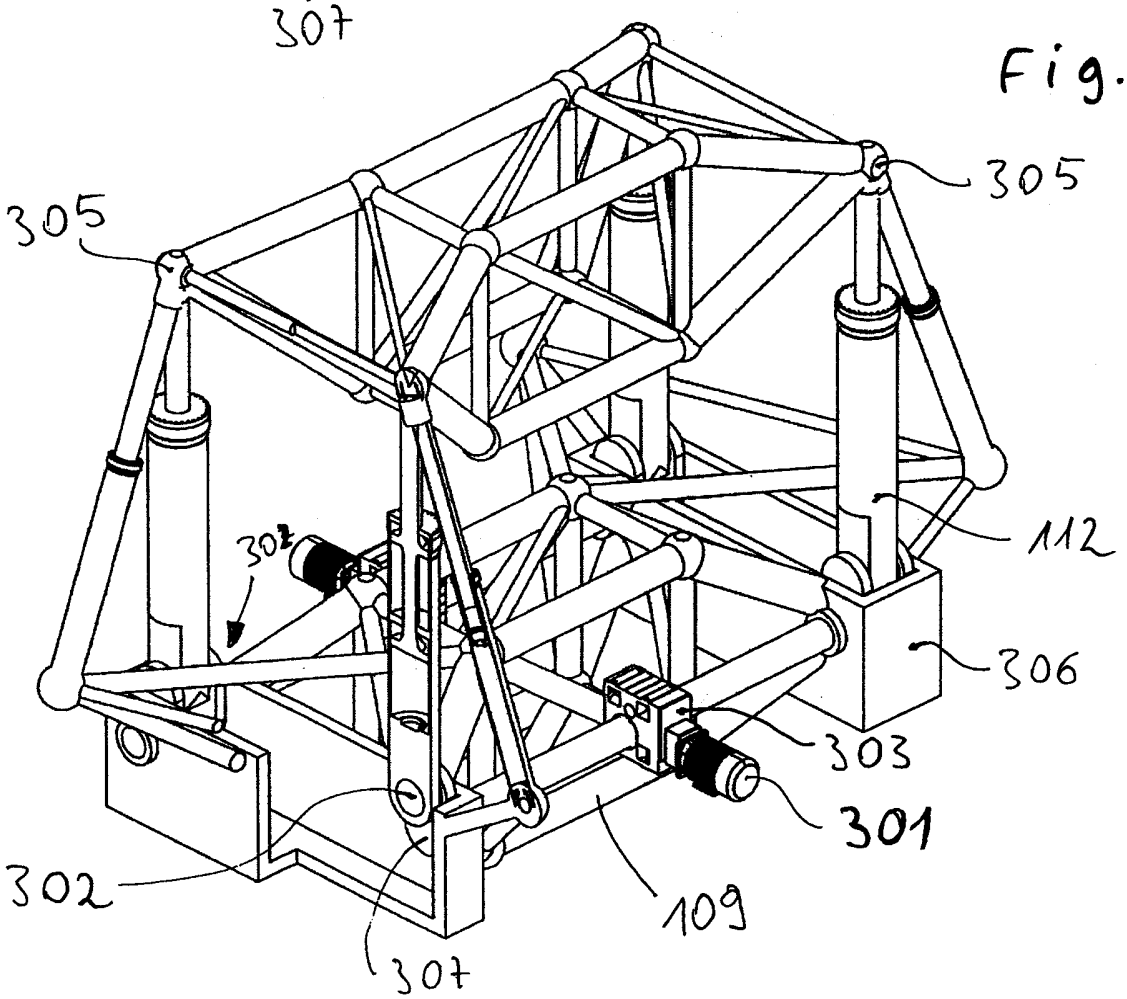

305
305
112
302
306
303
301
302
109
307

Fig. 13

0094-95

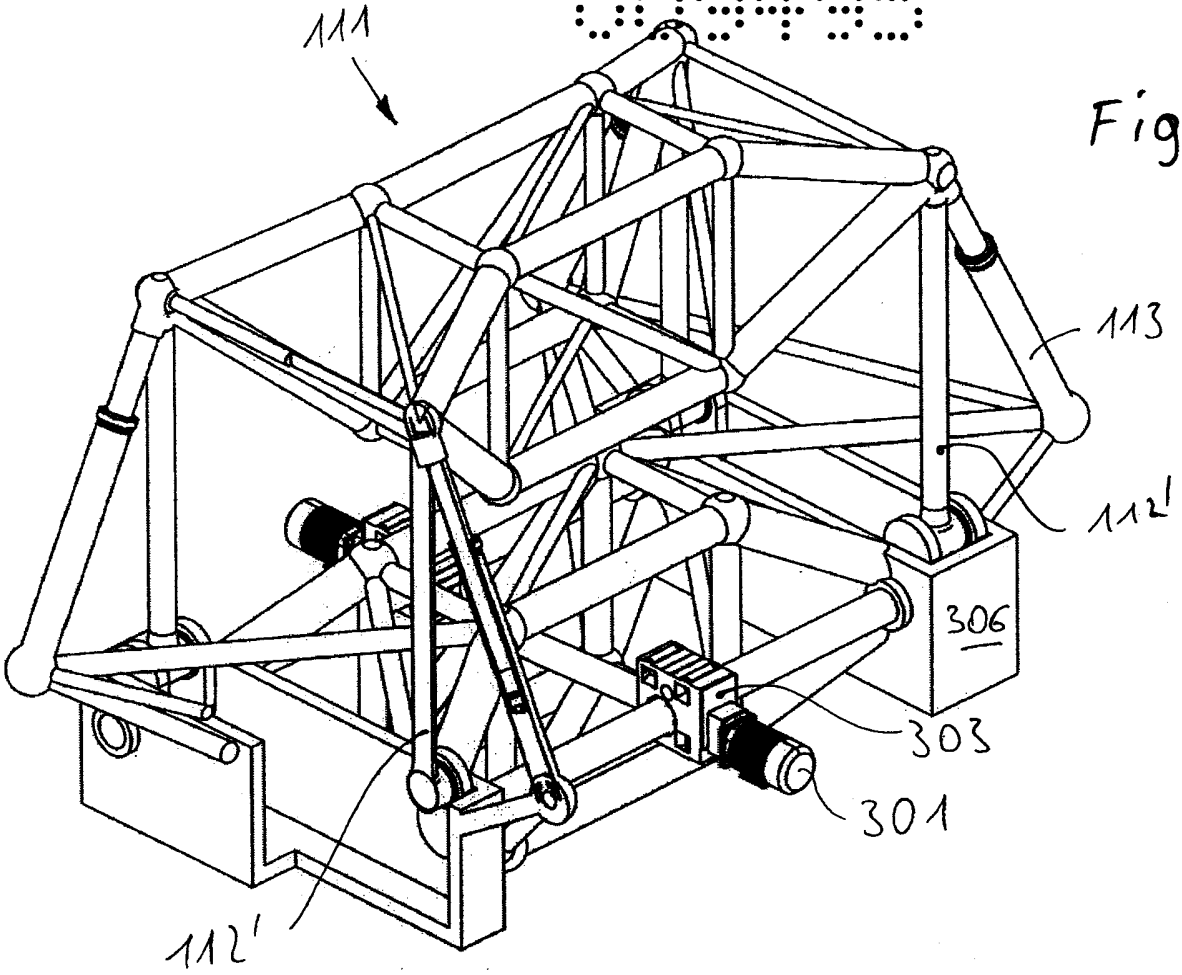


Fig. 14

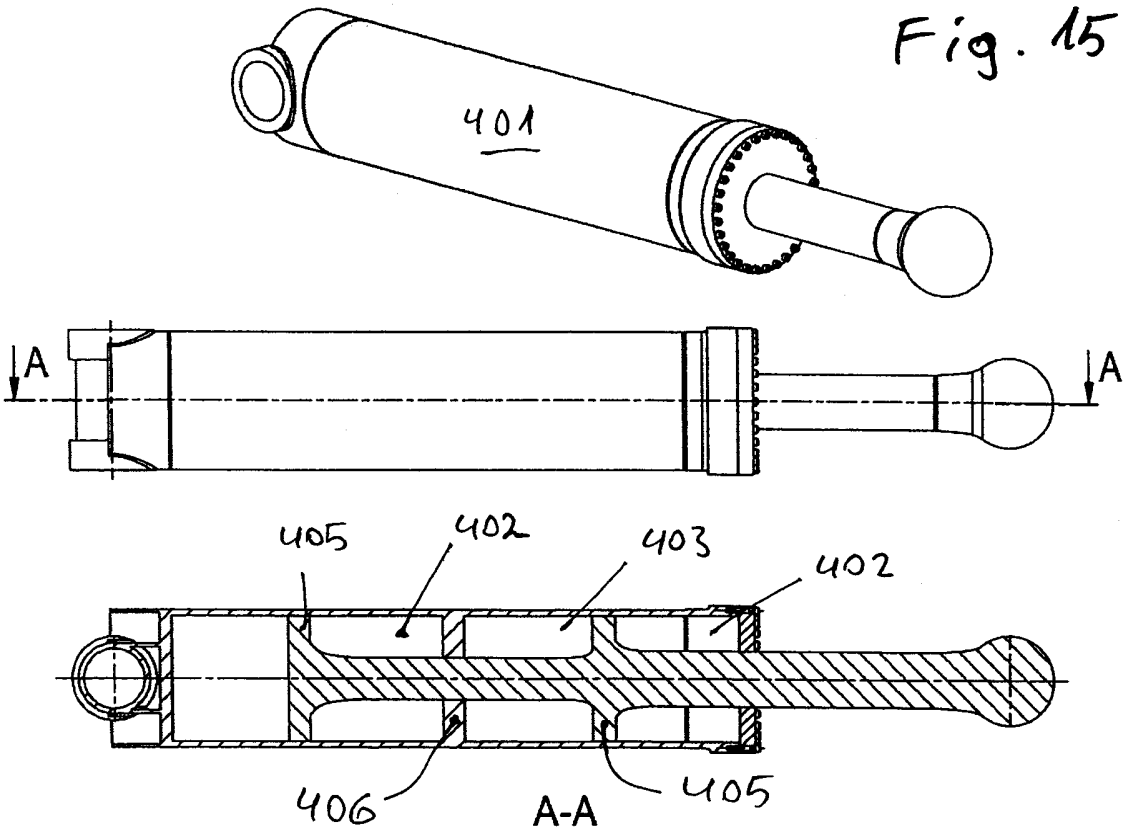
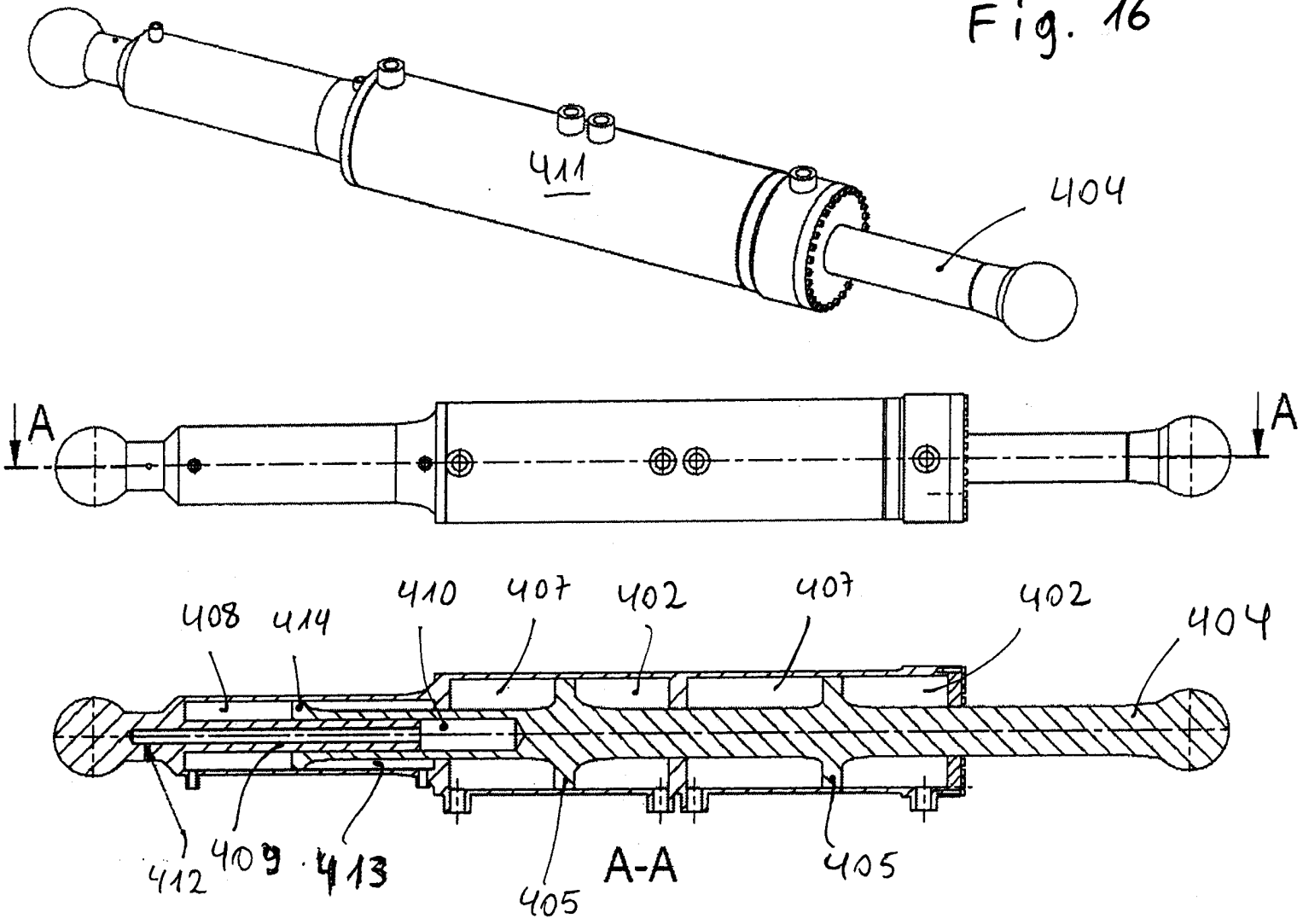


Fig. 15

Fig. 16



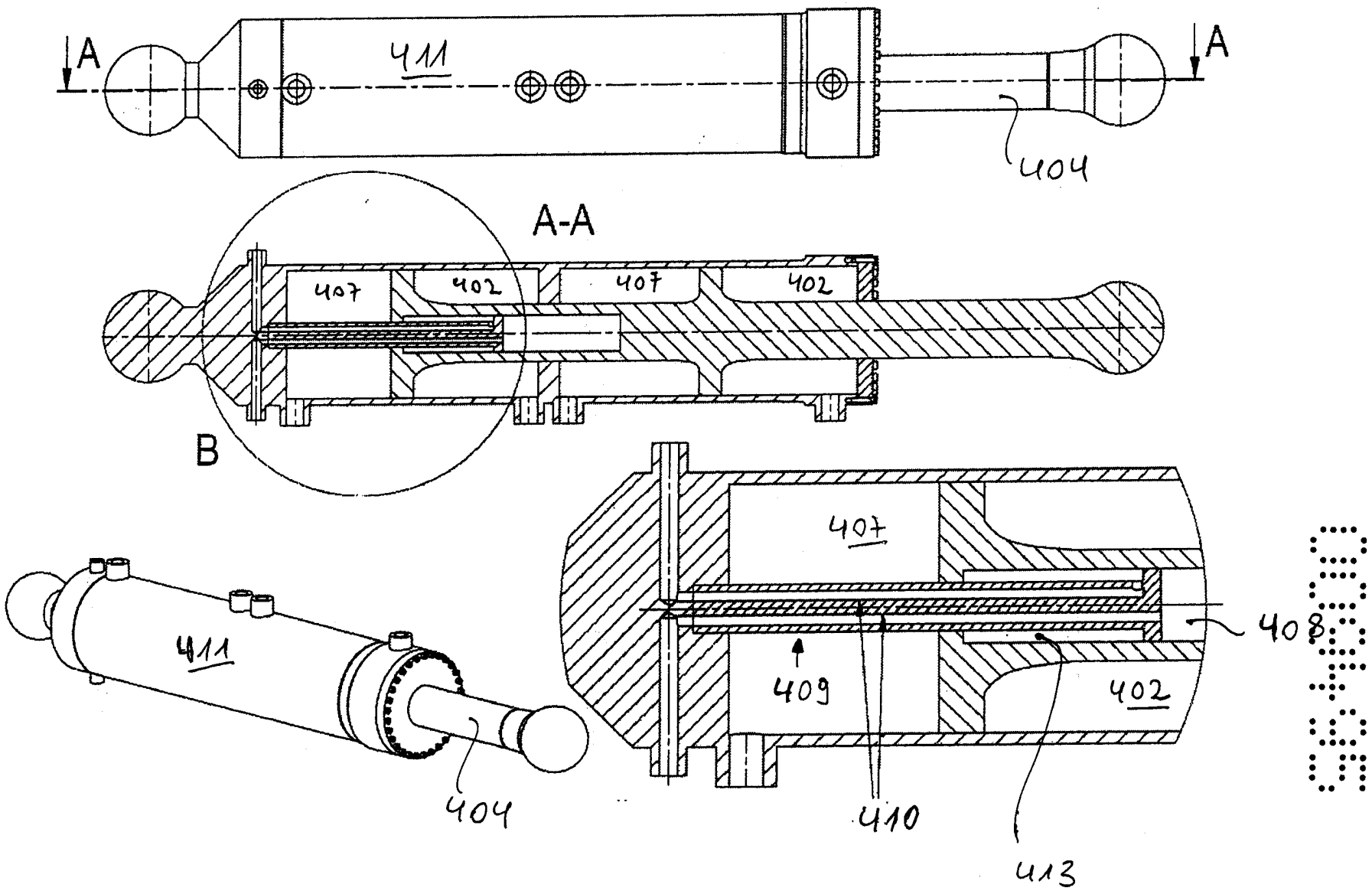
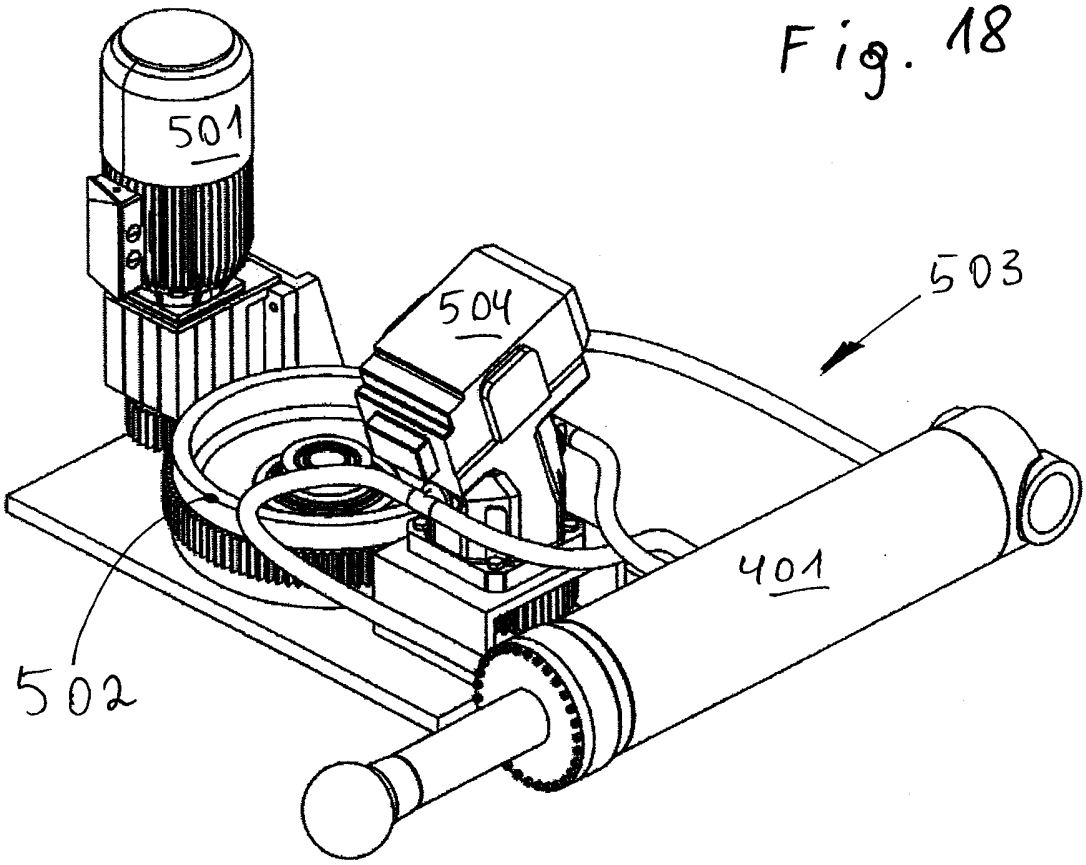


Fig. 17

Fig. 18



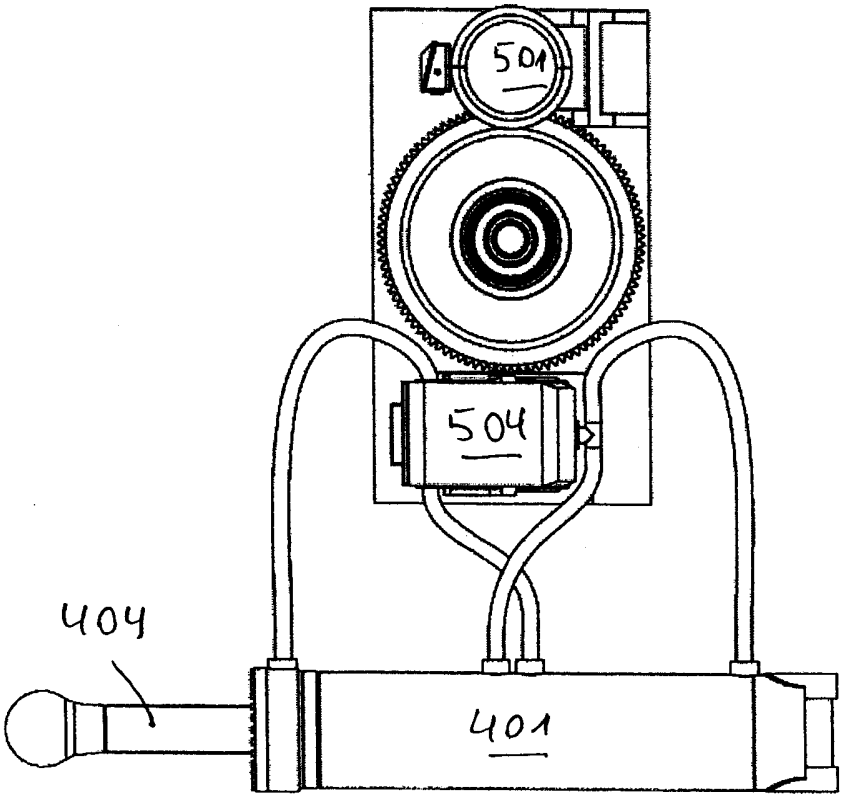


Fig. 19

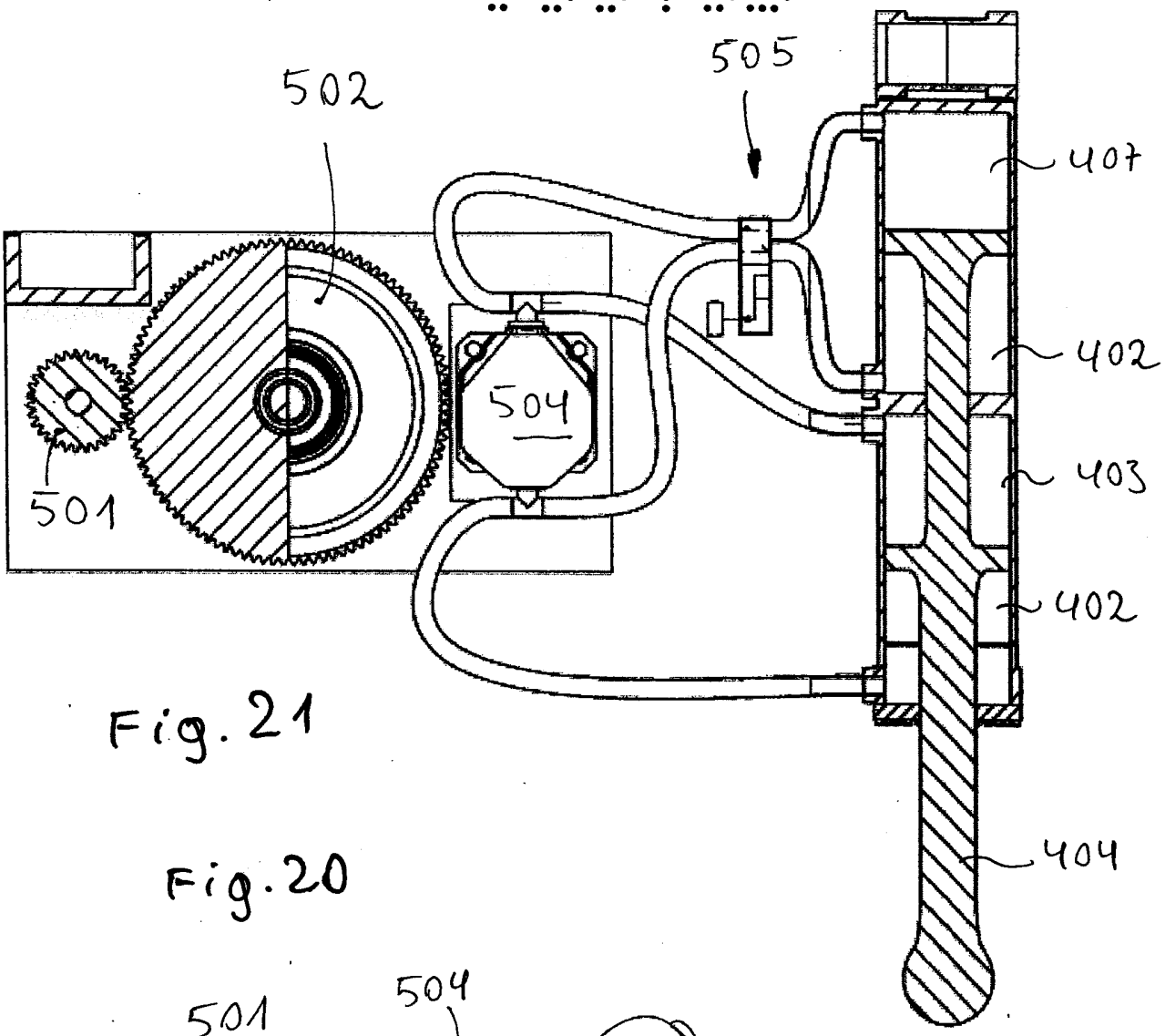
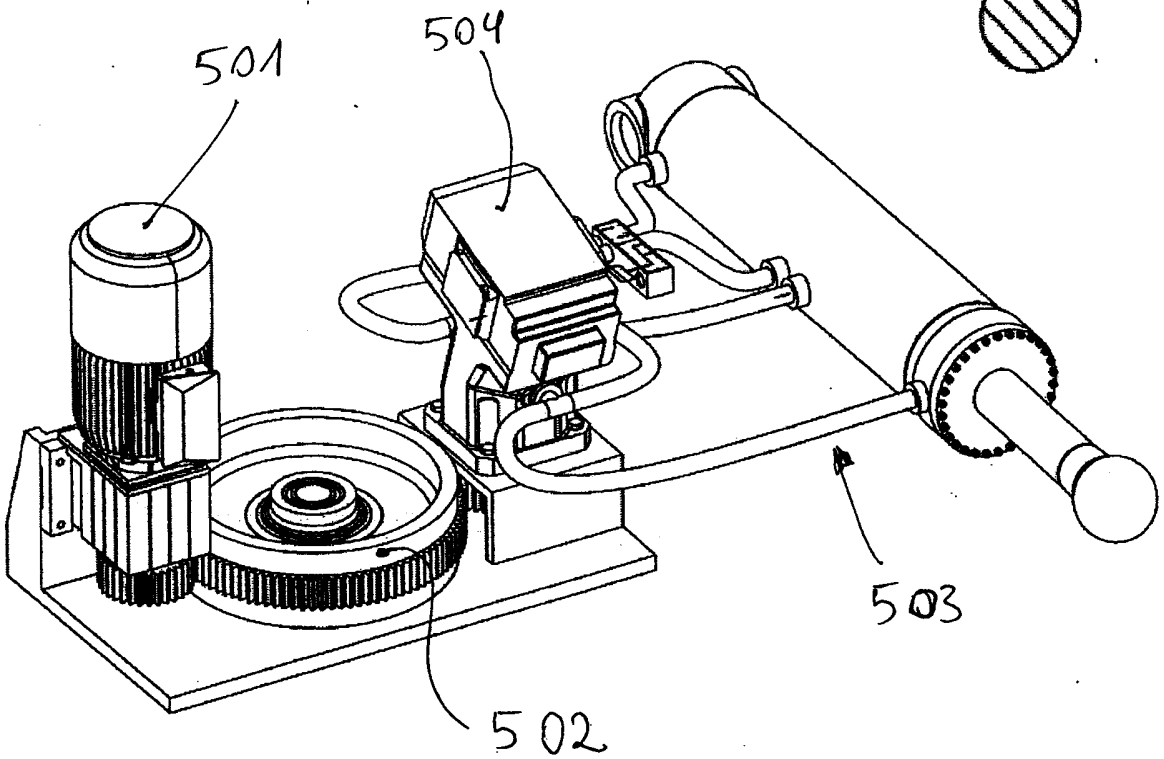


Fig. 21

Fig. 20



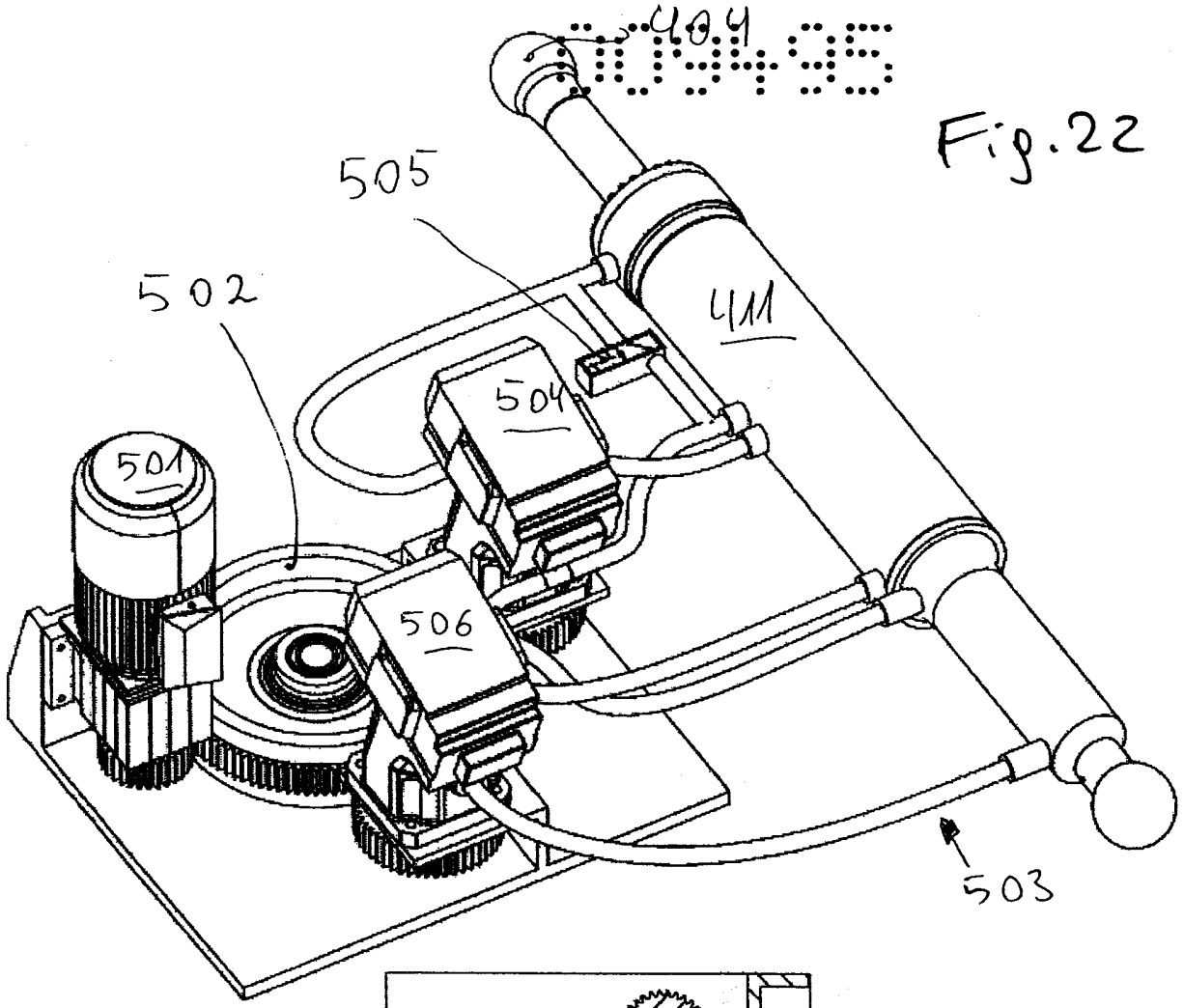

404
505
502
411
504
501
506
503

Fig. 22

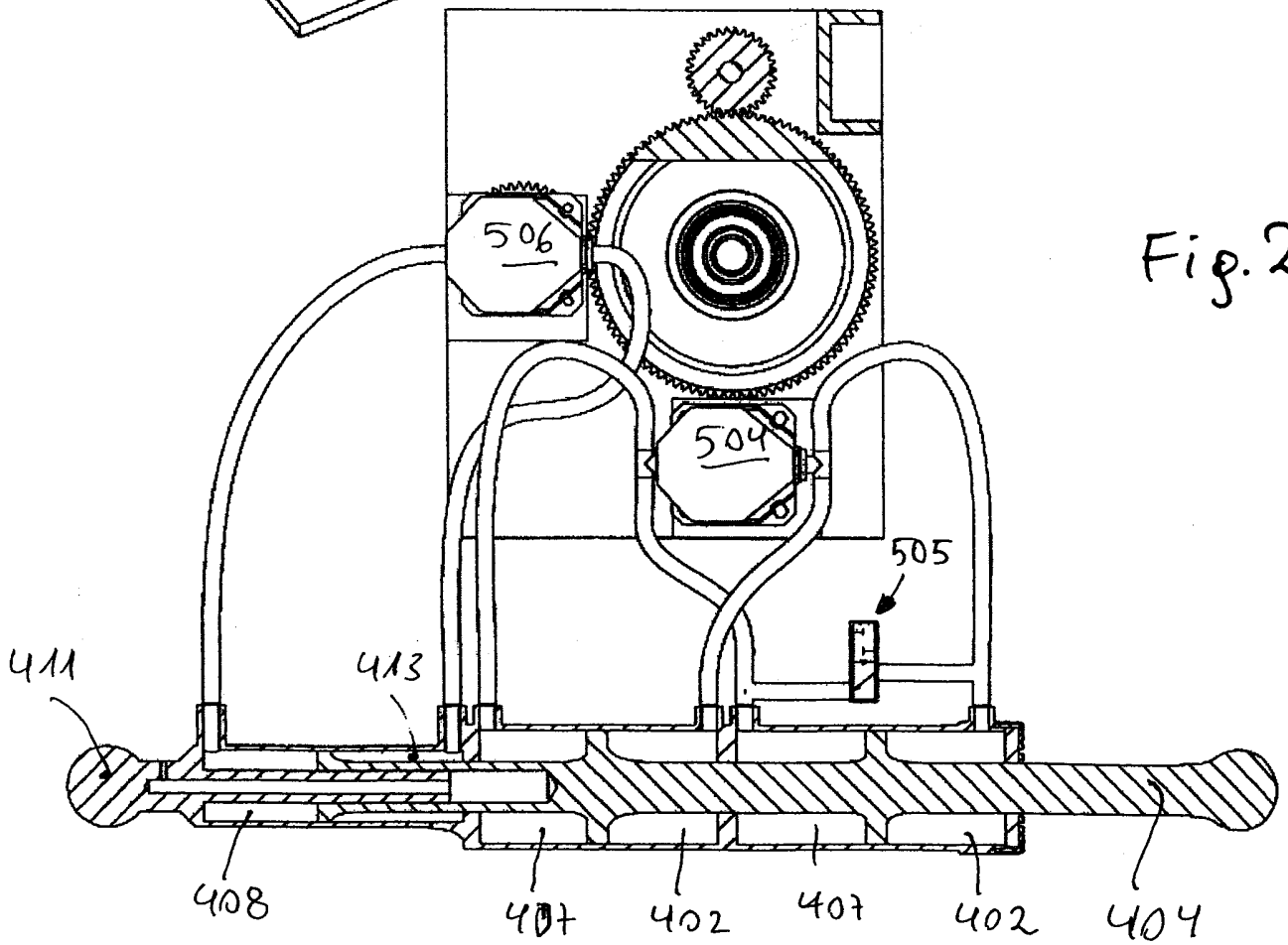

506
504
505
411
413
408
407
402
407
402
404

Fig. 23

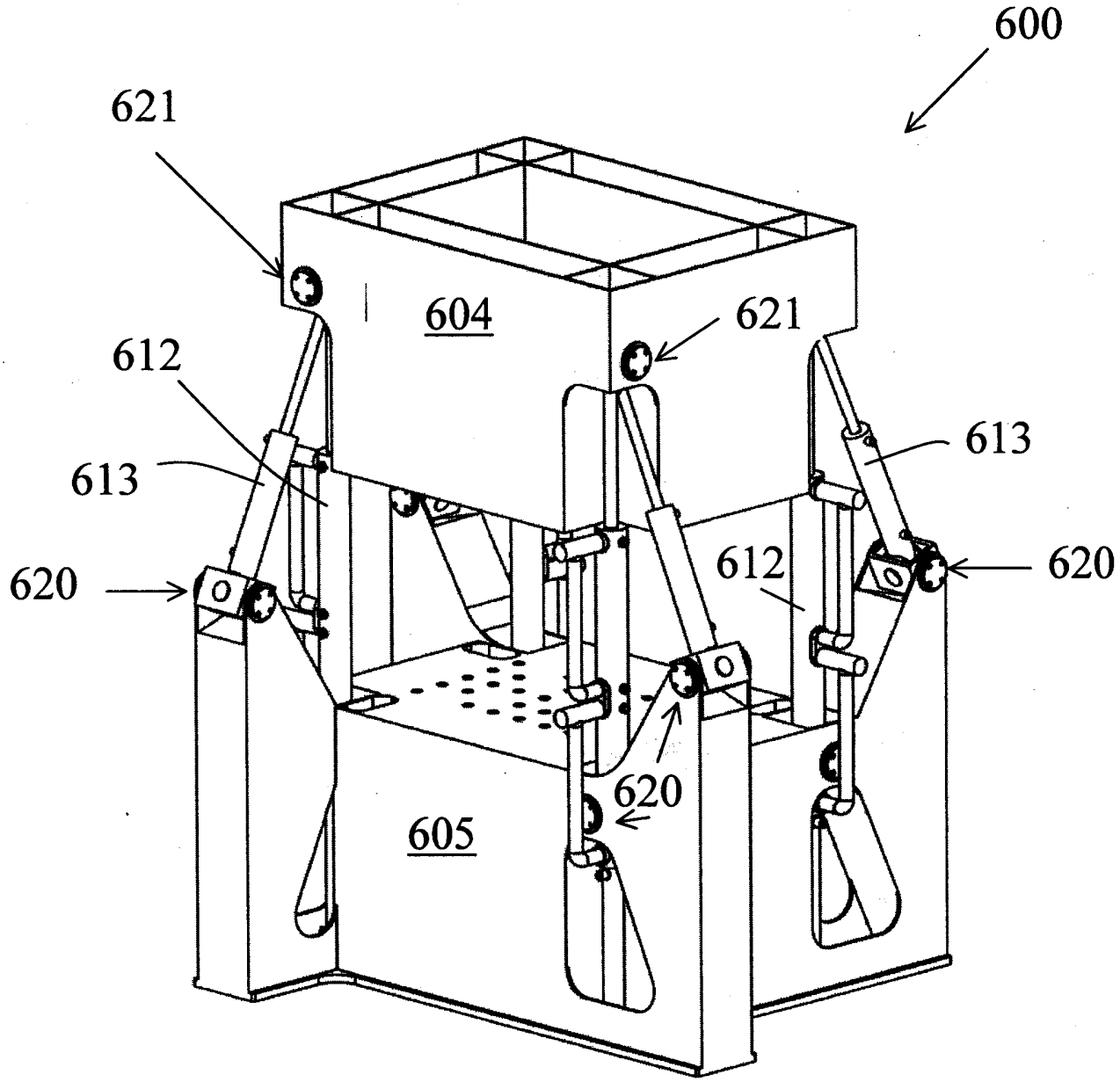


Fig. 24

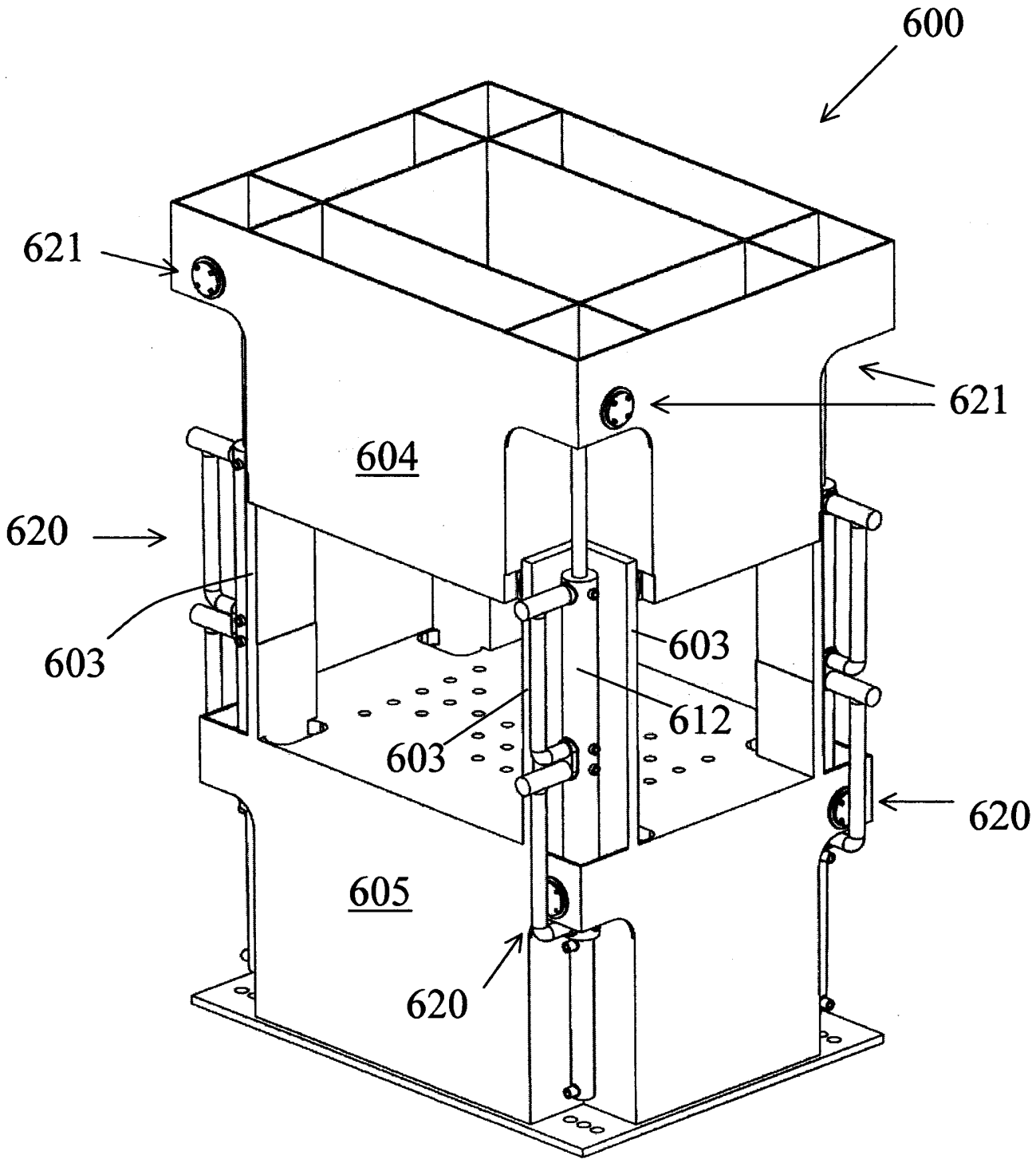


Fig. 25

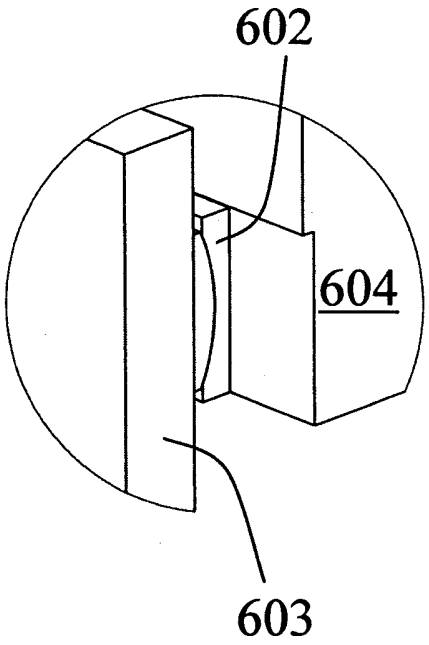


Fig. 26

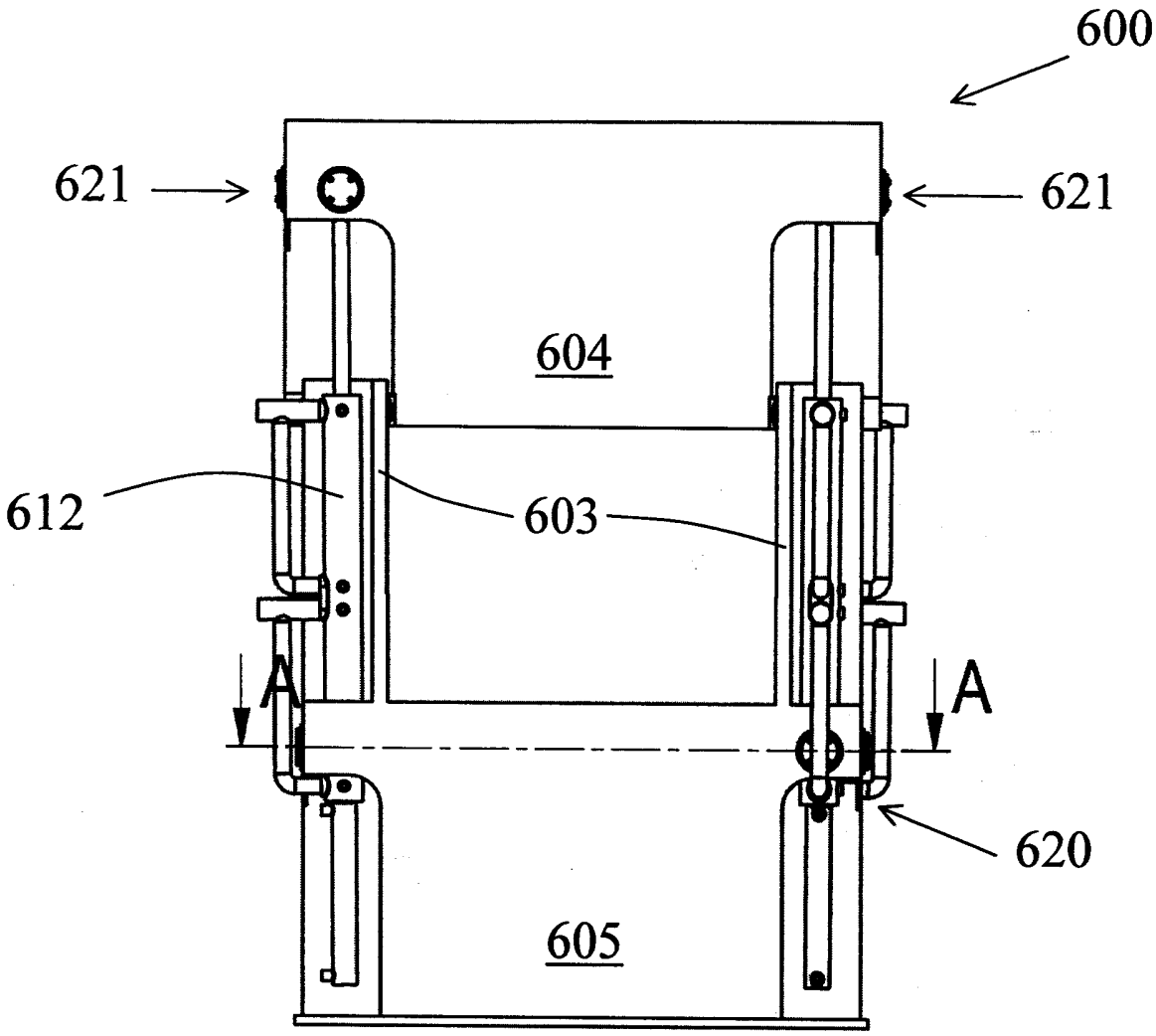


Fig. 27

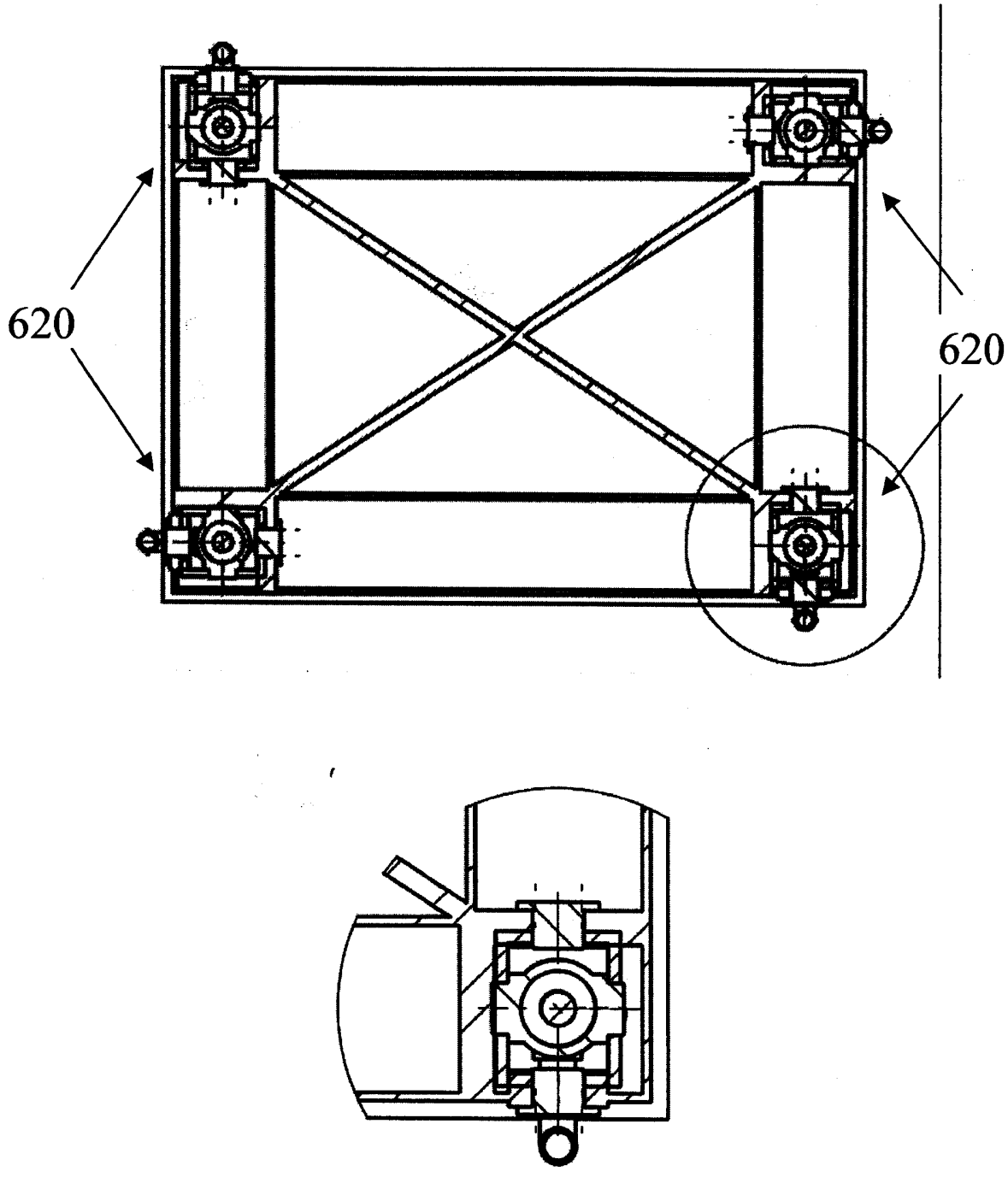


Fig. 28

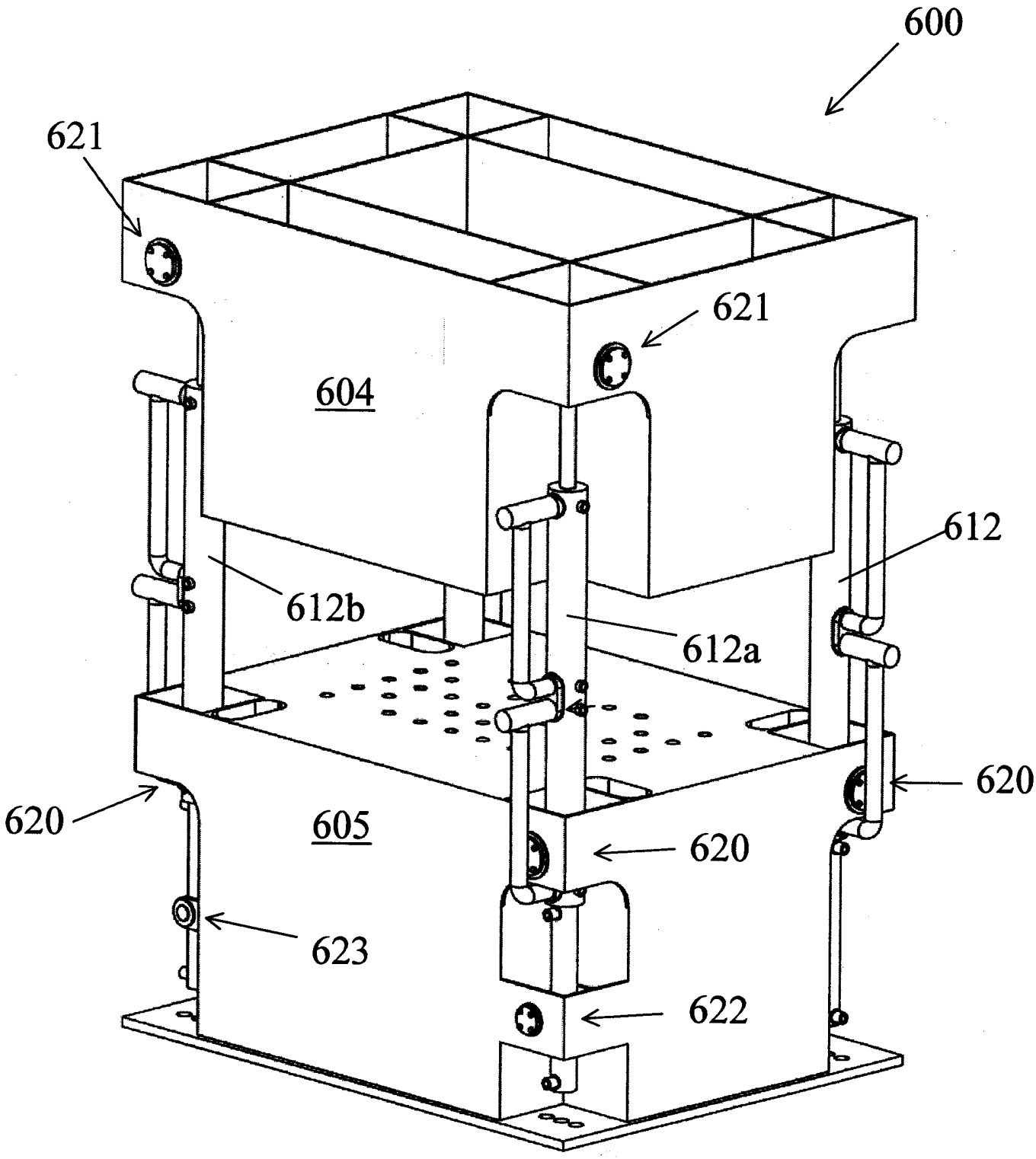


Fig. 29

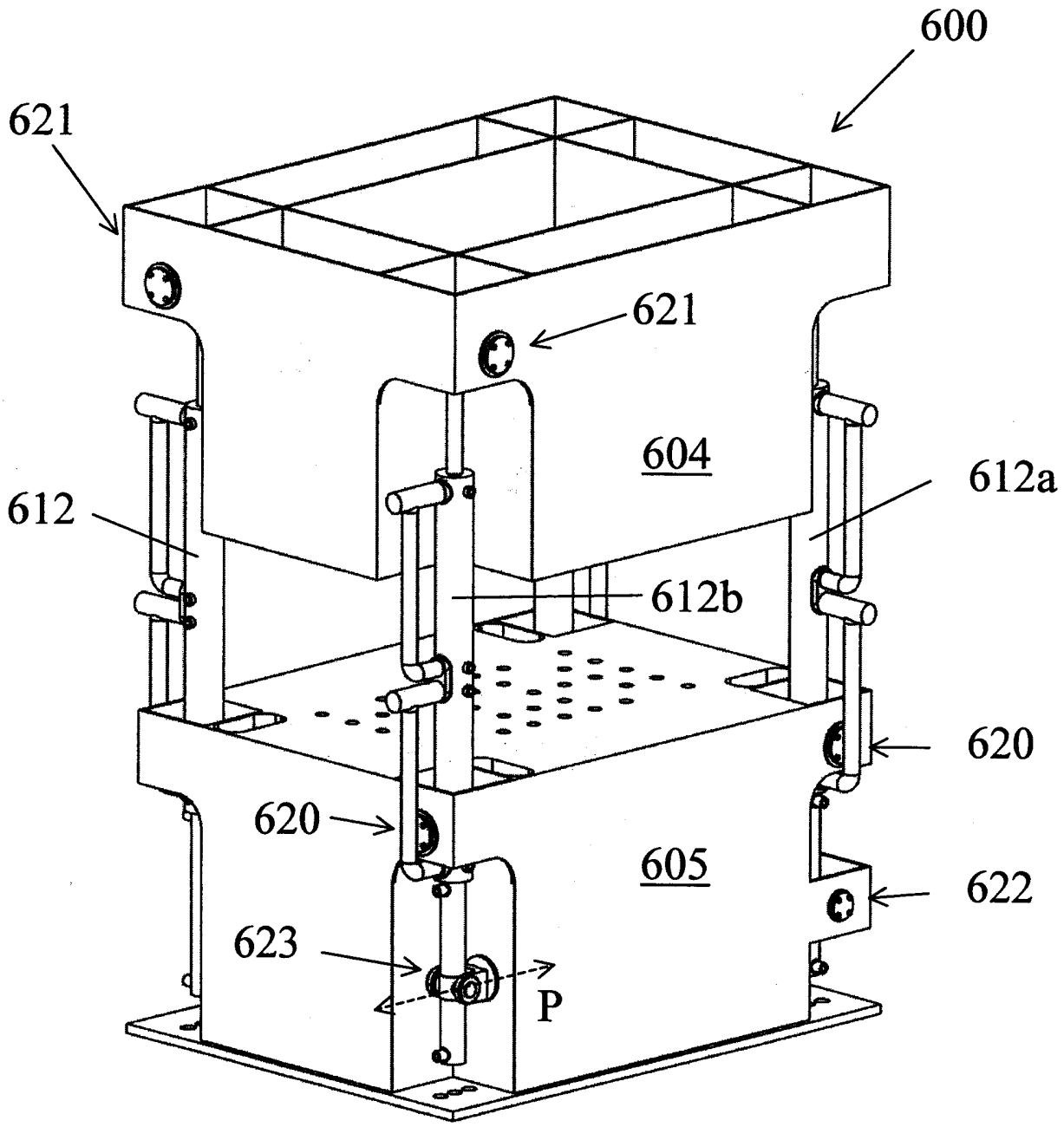


Fig. 30

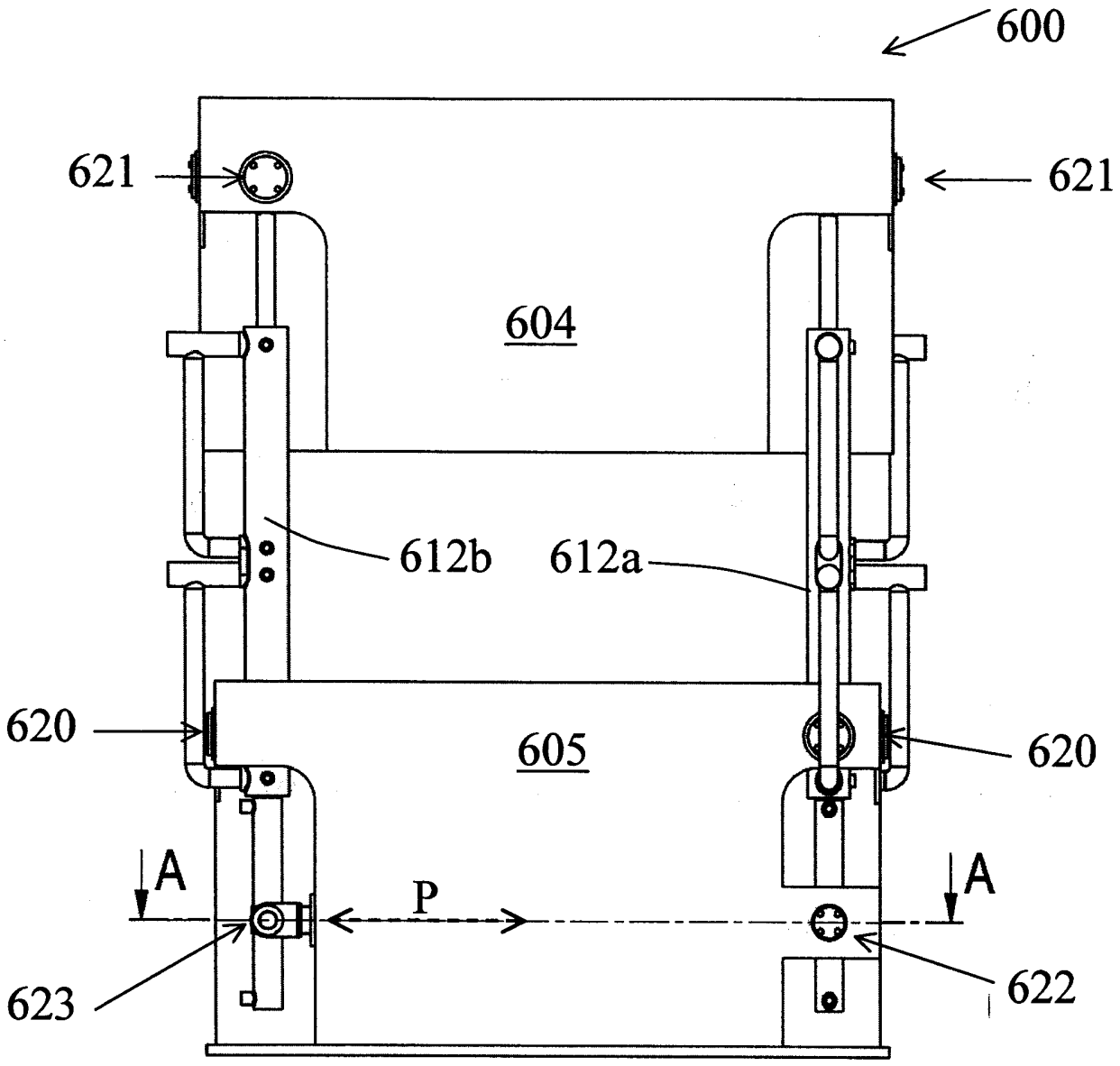
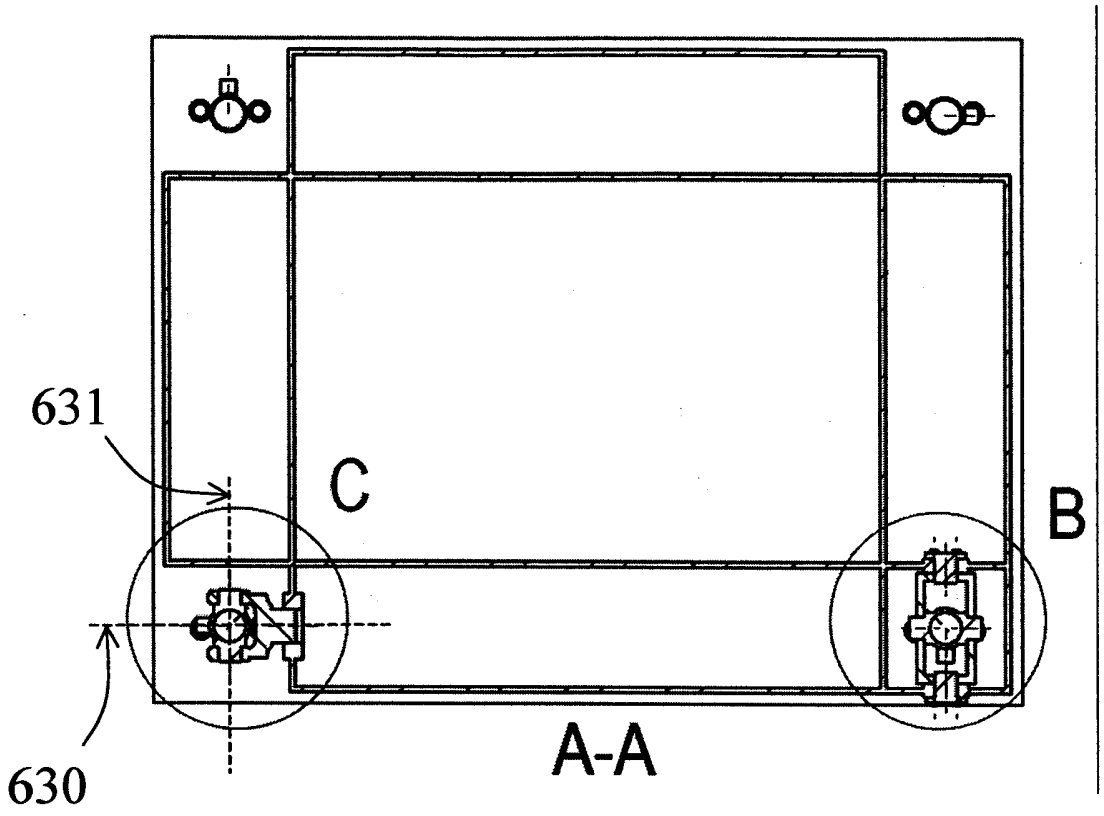


Fig. 31



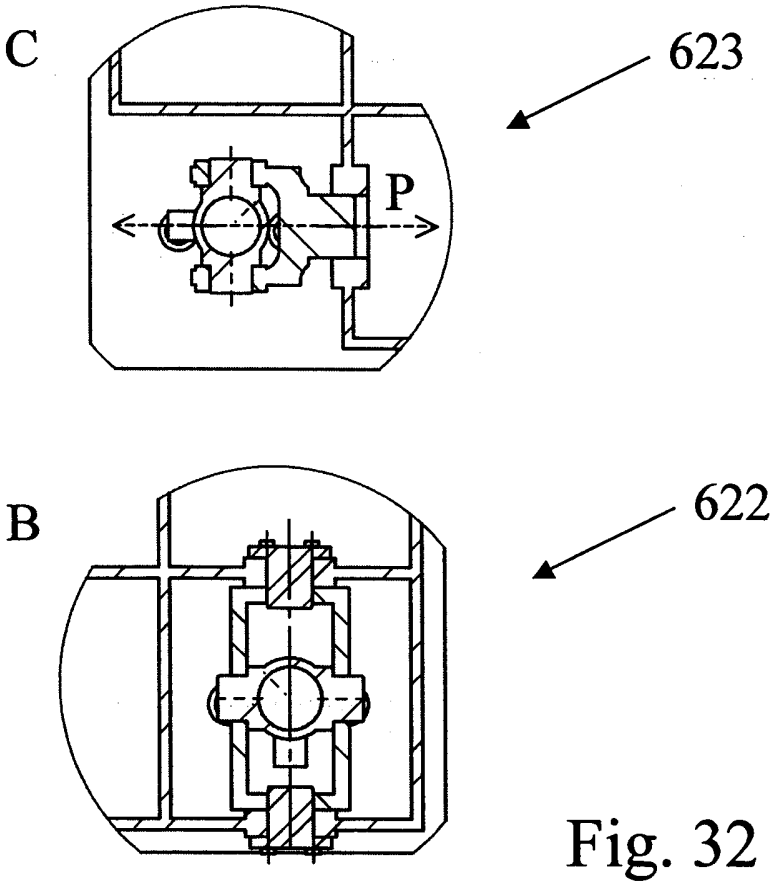


Fig. 32

Patentansprüche:

1. Presse zum Umformen von Material mit einem Tisch (5, 605) und einem Kopfstück (4, 604) mit einem Pressenstößel, der gegenüber dem Tisch mittels eines Pressantriebs in Pressrichtung auf und ab beweglich ist, wobei das Kopfstück (4) die bewegliche Plattform einer parallelkinematischen Vorrichtung (101) mit mehreren Aktuatoren (112, 612, 612a, 612b), die den Pressantrieb bilden, ist, wobei die feste Plattform der parallelkinematischen Vorrichtung (101) ortsfest bezüglich des Tisches (5) ist, dadurch gekennzeichnet, dass die Aktuatoren (112, 612, 612a, 612b) während des Umformens auf Zug beansprucht sind.

2. Presse nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass zumindest einige Aktuatoren (112, 612, 612a, 612b) im Wesentlichen parallel zur Pressrichtung orientiert sind.

3. Presse nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass zur Bindung von Freiheitsgraden des Kopfstückes (604) in Bezug auf den Tisch (605) mindestens eine Führung (603) vorgesehen ist, die im Wesentlichen parallel zur Pressrichtung orientiert ist. (Fig. 25)

4. Presse nach einem der Ansprüche 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass der Pressantrieb der parallelkinematischen Vorrichtung (101) Hauptaktuatoren (112), die im Wesentlichen parallel zur Pressrichtung orientiert sind und anders orientierte Nebenaktuatoren (113) umfasst, wobei die Fußpunkte (302) der Aktuatoren (112, 113) tischseitig und die Kopfpunkte (305) der Aktuatoren (112, 113) kopfstückseitig angeordnet sind.

5. Presse nach einem der Ansprüche 2 bis 4, dadurch gekennzeichnet, dass die Fußpunkte der Aktuatoren (612, 613) auf Kardangelenken (620) sitzen, die die Aktuatoren (612, 613) mit dem Tisch (605) verbinden.

NACHGEREICHT

6. Presse nach einem der Ansprüche 2 bis 5, dadurch gekennzeichnet, dass die Kopfpunkte der Aktuatoren (612, 613) auf Kardangelenken (621) sitzen, die die Aktuatoren (612, 613) mit dem Kopfstück (604) verbinden.

7. Presse nach einem der Ansprüche 2 bis 6, dadurch gekennzeichnet, dass zumindest ein Aktuator (612a) am Tisch (605) oder am Kopfstück (604) fest eingespannt ist.

8. Presse nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, dass das Einspannen eines Aktuators (612a) am Tisch (605) oder am Kopfstück (604) über zwei in Pressrichtung voneinander beabstandete Kardangelenke (620, 622) erfolgt, die jeweils den Aktuator (612a) mit dem Tisch (605) oder dem Kopfstück (604) verbinden.

9. Presse nach einem der Ansprüche 2 bis 8, dadurch gekennzeichnet, dass zumindest ein Aktuator (612b) am Tisch (605) oder am Kopfstück (604) derart gelagert ist, dass er gegen Verschwenken um eine zur Pressrichtung normale Achse (630) gesichert ist und um eine zu dieser Achse (630) normale Achse (631) verschwenkbar ist.

10. Presse nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, dass das Sichern gegen ein Verschwenken des Aktuators (612b) um eine zur Pressrichtung normale Achse (630) am Tisch (605) oder am Kopfstück (604) über zwei in Pressrichtung voneinander beabstandete Gelenke (620, 623) erfolgt, die jeweils den Aktuator (612) mit dem Tisch (605) bzw. dem Kopfstück (604) verbinden, wobei das eine Gelenk ein Kardangelenk (620) ist und das andere Gelenk ein einfaches Drehgelenk (623) ist, das in einer zur Pressrichtung normalen Richtung geführt verschiebbar ist.

11. Presse nach einem der Ansprüche 8 und 10, dadurch gekennzeichnet, dass eines der beiden Gelenke, mit denen der Aktuator (612a, 612b) am Tisch (605) oder am Kopfstück (604) eingespannt bzw. gesichert ist, als lösbare Verbindung des Aktuators (612) mit dem Tisch (605) bzw. dem Kopfstück (604) ausgebildet ist.

NACHGEREICHT

12. Presse nach einem der Ansprüche 1 bis 11, dadurch gekennzeichnet, dass die parallelkinematische Vorrichtung (101) statisch überbestimmt ausgebildet ist.

13. Presse nach einem der voranstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass das Kopfstück (4) und/oder der Tisch (5) als Stabwerk (109, 111), gegebenenfalls mit einer Verkleidung (114) ausgebildet ist.

14. Presse nach einem der voranstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass am Kopfstück (4) und/oder am Tisch (5) mehrere Kurzhubzylinder (201, 209) vorgesehen sind, die die Lage des Werkzeugs auch bei elastischer Deformation des Kopfstücks (4) und/oder des Tisches (5) gewährleisten.

15. Presse nach einem der voranstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die parallelkinematische Vorrichtung (101) Aktuatoren umfasst, von denen zumindest einer eine hydraulische Zylinder-Kolben-Einheit (401, 411) ist.

16. Presse nach einem der Ansprüche 2 bis 15, dadurch gekennzeichnet, dass die im Wesentlichen parallel zur Pressrichtung orientierten Aktuatoren hydraulische Zylinder-Kolben-Einheiten (401, 411) sind, deren Fußpunkte (302) beweglich sind.

17. Presse nach Anspruch 16, dadurch gekennzeichnet, dass die Fußpunkte (302) auf Schwingen (304) sitzen und dass in der Position der Schwingen, in der das Kopfstück (4) dem Tisch (5) am nächsten ist, die Achse (307) der Schwinge (404) die Achse des Aktuators (401, 411) schneidet, und dass dieser Schnittpunkt, der Fußpunkt (302) und der Kopfpunkt (305) auf einer Geraden liegen.

NACHGEREICHT

Recherchenbericht zu **A 1353/2008**
Technische Abteilung 2B

österreichisches patentamt

Klassifikation des Anmeldungsgegenstands gemäß IPC[8]: ***B30B 1/34*** (2006.01); ***B30B 15/06*** (2006.01)
Klassifikation des Anmeldungsgegenstands gemäß ECLA: B30B 1/34, B30B 15/06E
Recherchierter Prüfstoff (Klassifikation): B30B; B21D
Konsultierte Online-Datenbank: EPODOC; WPI
Dieser Recherchenbericht wurde zu den am **29. August 2008** eingereichten Ansprüchen **1 - 17** erstellt.

Kategorie*)	Bezeichnung der Veröffentlichung: Ländercode, Veröffentlichungsnummer, Dokumentart (Anmelder), Veröffentlichungsdatum, Textstelle oder Figur soweit erforderlich	Betreffend Anspruch
X	DE 197 53 949 A1 (DOEGE) 2. September 1999 (02.09.1999) *Figuren; Zusammenfassung; Spalte 3, Zeile 6 - Spalte 4, Zeile 18*	1,2,13,15
	--	
A	US 2008/0047651 A1 (PARK) 28. Februar 2008 (28.02.2008) *Figuren; Zusammenfassung*	1
	--	
A	US 4 690 049 A (MALASHENKO) 1. September 1987 (01.09.1987) *Figuren; Zusammenfassung*	1,3

Datum der Beendigung der Recherche:	☐ Fortsetzung siehe Folgeblatt	Prüfer(in):
13. Februar 2009		Dr. SCHULTZ

*) **Kategorien** der angeführten Dokumente:

- **X** Veröffentlichung **von besonderer Bedeutung**: der Anmeldungsgegenstand kann allein aufgrund dieser Druckschrift nicht als neu bzw. auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden.
- **Y** Veröffentlichung **von Bedeutung**: der Anmeldungsgegenstand kann nicht als auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden, wenn die Veröffentlichung mit einer oder mehreren weiteren Veröffentlichungen dieser Kategorie in Verbindung gebracht wird und diese **Verbindung für einen Fachmann nahellegend** ist.
- **A** Veröffentlichung, die den **allgemeinen Stand der Technik** definiert.
- **P** Dokument, das **von Bedeutung** ist (Kategorien **X** oder **Y**), jedoch **nach dem Prioritätstag** der Anmeldung **veröffentlicht** wurde.
- **E** Dokument, das **von besonderer Bedeutung** ist (Kategorie **X**), aus dem ein **älteres Recht** hervorgehen könnte (früheres Anmeldedatum, jedoch nachveröffentlicht, Schutz ist in Österreich möglich, würde Neuheit in Frage stellen).
- **&** Veröffentlichung, die Mitglied der selben **Patentfamilie** ist.