

(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  
15. März 2018 (15.03.2018)



(10) Internationale Veröffentlichungsnummer  
**WO 2018/046145 AI**

(51) Internationale Patentklassifikation:

F16H 61/02 (2006.01) F16H 63/02 (2006.01)  
F16H 57/04 (2010.01)

(21) Internationales Aktenzeichen: PCT/EP20 17/054642

(22) Internationales Anmeldedatum:  
28. Februar 2017 (28.02.2017)

(25) Einreichungssprache: Deutsch

(26) Veröffentlichungssprache: Deutsch

(30) Angaben zur Priorität:  
10 2016 116 778.9  
07. September 2016 (07.09.2016) DE  
10 2016 118 423.3  
29. September 2016 (29.09.2016) DE

(71) Anmelder: LSP INNOVATIVE AUTOMOTIVE SYSTEMS GMBH [DE/DE]; Feringastraße 11, 85774 Unterföhring (DE).

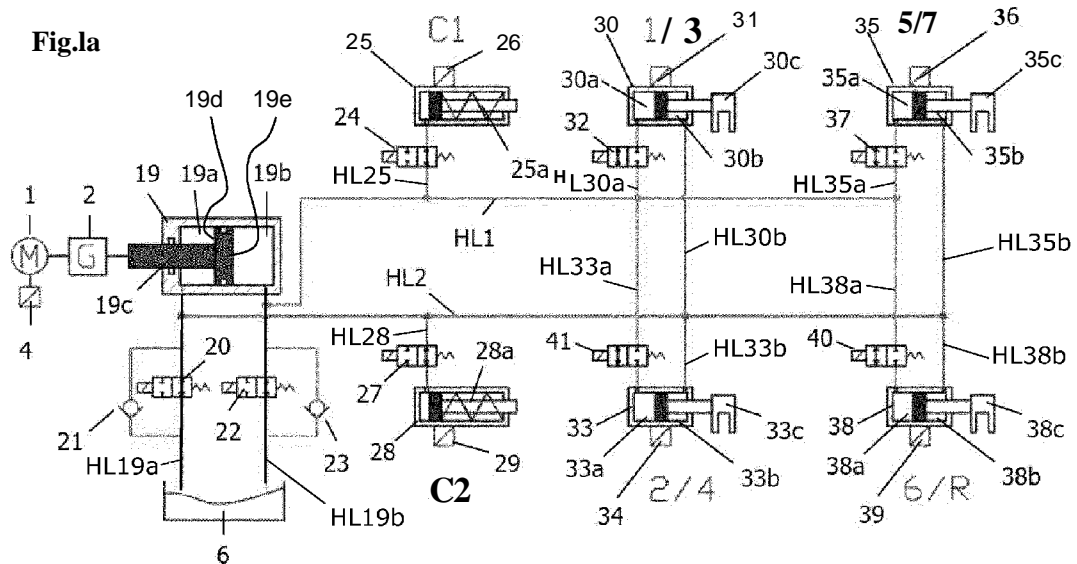
(72) Erfinder: LEIBER, Thomas; Kirchenstraße 86, 81675 München (DE). UNTERFRAUNER, Valentin; Glockenbecherstraße 1, 80935 München (DE). WINZER, Rainer; Lohngrinstraße 27, 81925 München (DE).

(74) Anwalt: LENZING GERBER STUTE; Partnerschaftsgesellschaft Von Patentanwälten m. b. B., Bahnstraße 9, 40212 Düsseldorf (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, DJ, 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, KH, KN, KP,

(54) Title: ELECTROHYDRAULIC SYSTEM FOR OPERATING CLUTCH(ES) AND GEAR SELECTOR(S) OF MANUAL GEARBOXES HAVING A PISTON-CYLINDER UNIT WITH DUAL-ACTION RECIPROCATING PISTON

(54) Bezeichnung: ELEKTROHYDRAULISCHES SYSTEM FÜR DIE BETÄTIGUNG VON KUPPLUNG(EN) UND GANGSTELLER(N) VON SCHALTGETRIEBEN MIT EINER KOLBEN-ZYLINDER-EINHEIT MIT DOPPELHUBKOLBEN



(57) Abstract: The invention relates to a manual gearbox, a control unit and at least one electric-motor-driven piston-cylinder unit (19) which has a piston (19d) and is connected via hydraulic lines to multiple manual gear units (25, 28, 30, 33, 35, 38) of the manual gearbox and shifts them, the manual gearbox units comprising at least two clutch units (25/C1, 28/C2), characterised in that the piston (19d) of the piston-cylinder unit (19) is in the form of a dual-action reciprocating piston, wherein the dual-action reciprocating piston (19d) sealingly separates two working Chambers (19a, 19b) from each other, wherein each working Chamber (19a, 19b) is connected



WO 2018/046145 A1

KR, KW, 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, 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)

---

via a main hydraulic line (HL1, HL2) to one clutch (C1, C2) each, and at least one working Chamber (19a, 19b) of the dual-action reciprocating piston can be connected hydraulically via a switch valve (20, 22) to the reservoir (6).

(57) **Zusammenfassung:** Die Erfindung betrifft ein Schaltgetriebe, eine Steuereinheit und mindestens eine elektromotorisch angetriebene Kolben-Zylinder-Einheit (19) mit einem Kolben (19d) aufweisend, die über Hydraulikleitungen mit mehreren Schaltgetriebeeinheiten (25, 28, 30, 33, 35, 38) des Schaltgetriebes verbunden ist und diese verstellt, wobei die Schaltgetriebeeinheiten mindestens zwei Kupplungseinheiten (25/C1, 28/C2) umfassen, dadurch gekennzeichnet, dass der Kolben (19d) der Kolben-Zylinder-Einheit (19) als Doppelhubkolben ausgebildet ist, wobei der Doppelhubkolben (19d) zwei Arbeitsräume (19a, 19b) voneinander abdichtend trennt, wobei jeder Arbeitsraum (19a, 19b) über eine Hydraulikhauptleitung (HL1, HL2) mit jeweils einer Kupplung (C1, C2) in Verbindung ist und mindestens ein Arbeitsraum (19a, 19b) des Doppelhubkolbens über ein Schaltventil (20, 22) mit dem Vorratsbehälter (6) hydraulisch verbindbar ist.

5

## **Elektrohydraulisches System für die Betätigung von Kupplung(en) und Gangsteller(n) von Schaltgetrieben mit einer Kolben-Zylinder-Einheit mit Doppelhubkolben**

10

Die vorliegende Erfindung betrifft ein Schaltgetriebe, eine Steuereinheit und mindestens eine elektromotorisch angetriebene Kolben-Zylinder-Einheit mit einem Kolben aufweisend, die über Hydraulikleitungen mit mehreren Schaltgetriebeeinheiten des Schaltgetriebes verbunden ist und diese verstellt, wobei die Schaltgetriebeeinheiten mindestens zwei Kupplungseinheiten umfassen.

### **Stand der Technik**

Aus DE 10 2006 038 446 AI ist ein Schaltgetriebe mit einer elektromotorischen angetriebenen Kolben-Zylinder-Einheit beschrieben, bei dem eine oder zwei Kolben-Zylinder-Einheiten vier Gangsteller und zwei Kupplungen betätigen. Die Kolben-Zylinder-Einheit erzeugt den zum Verstellen der Gangsteller und Kupplungen benötigten Druck, wobei ein Drucksensor den erzeugten Druck misst. Die DE 10 2006 038 446 AI beschreibt hierfür zwei mögliche Ausführungsformen. Bei der ersten Ausführungsform werden Kupplungen und Gangsteller über für eine Betätigung von sogenannten Multiplexventilen mittels der Kolben-Zylinder-Einheit verstellt. Dabei kann der Druckaufbau als auch der Druckabbau über die Kolben-Zylinder-Einheit erfolgen. Es ist jedoch auch möglich, dass für bestimmte oder alle Verbraucher zusätzliche Auslassventile vorgesehen werden, über die der Druck in den einzelnen Verbrauchern geregelt abgesenkt werden kann.

### Aufgabe der Erfindung

Aufgabe der Erfindung ist es, das aus DE 10 2006 038 446 AI bekannte Schaltgetriebe weiter zu verbessern.

- Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß mit einem Schaltgetriebe gelöst, bei dem
- 5 der Kolben der Kolben-Zylinder-Einheit als Doppelhubkolben ausgebildet ist, wobei der Doppelhubkolben zwei Arbeitsräume voneinander abdichtend trennt, und jeder Arbeitsraum über eine Hydraulikhauptleitung mit jeweils einer Kupp-
- lung in Verbindung ist und mindestens ein Arbeitsraum des Doppelhubkolbens über ein Schaltventil mit dem Vorratsbehälter hydraulisch verbindbar ist.
- 10 Vorteilhafte Ausgestaltungen dieses Schaltgetriebes ergeben sich durch die Merkmale der Unteransprüche.

- Durch die Verwendung eines Doppelhubkolbens (DHK), welcher über seine beiden Arbeitsräume bei beiden Hubrichtungen des Doppelhubkolbens Hydraulikmedium in bzw. aus einem der Schaltgetriebeeinheiten fördern kann, kann
- 15 u.a. vorteilhaft eine kurze Bauweise der Kolben-Zylinder-Einheit erzielt werden. So können die beiden Kolbenflächen entweder die gleiche Größe aufweisen, so dass beim Vorhub und beim Rückhub das gleiche Volumen bei gleichem Verstellweg des Kolbens gefördert wird. Es ist jedoch auch möglich, dass die Kolbenflächen unterschiedlich groß ausgebildet sind, z.B. im Verhältnis
- 20 1,5-2: 1, so dass beim Vorhub das 1,5 bis 2-fache Volumen als beim Rückhub gefördert wird, so dass im Vorhub schneller Volumen gefördert werden kann im Sinne eines schnellen Druckaufbaus und somit schnellen Betätigung der Kupplung bzw. einer schnellen Gangbetätigung. Damit können sehr kurze Schaltzeiten einer Doppelkupplungsgetriebe erzielt werden, insbesondere
- 25 wenn gleichzeitig in einer anderen Kupplung der Druck über ein Magnetventil in den Vorratsbehälter abgebaut wird und die Drehzahl-Drehmoment-Kennlinie eines Elektromotors bei gegebener Versorgerspannung somit optimal genutzt werden kann.

- Diese unterschiedliche Flächen/ 2 Druckräume des Doppelhubkolbens DHK
- 30 kann auch zur Steuerung verwendet werden

- a) Gangsteller mit 2 unterschiedlichen Flächen, damit Volumensteuerung mit einem Ventil zwischen Gangsteller und Druckversorgereinheit (Fig. 1)
- b) Nutzung 2 Flächen Druckversorgereinheit und Gangsteller (Fig. 2)
- 5 c) Nutzung zum Downsizing des Elektromotors, Leistung bestimmt primär bei Kupplungsbetätigung (Druckaufbau mit Kupplung mit kleiner wirkenden Fläche) Nutzung kleine Fläche bei Kupplungsbetätigung, bzw. Umschalten über 2 Flächen des DHK durch Schaltventil (->siehe Ergänzung Figuren um weiteres Schaltventil)
- 10 d) Rekuperation bei Doppelkupplungsbetätigung bzw. Nutzung der gespeicherten hydraulischen Energie in einer Kupplung beim Umschaltvorgang zwischen zwei Kupplungen zum Downsizing des Elektromotors (Nutzung Wegsteuerung und Auslassventil zum Vorratsbehälter) (Fig. 1c)

Auch kann das Volumenverhältnis 2:1 derartig sinnvoll genutzt werden, in dem über ein Schaltventil ein Volumenausgleich zwischen beiden Arbeitsräumen eines Doppelhubkolbens erzielt werden kann und somit die Axialkraftbelastung auf das Getriebe reduziert wird, da im Vorhub und im Rückhub nur die halbe Fläche auf die Getriebeeinheit wirkt. Dies ist insbesondere bei hohen Drücken sinnvoll, da die Axialkraft die Getriebebelastung reduziert wird und somit den Einsatz eines kostengünstigen Kunststoff-Trapezspindeltrieb ermöglicht. Der Vorteil des Doppelhubkolbens gegenüber einer kontinuierlich laufenden Pumpe ist, dass die Druckerzeugungseinheit nur während eines Schaltvorganges betrieben werden muss.

Durch die Wegsteuerung des Kolbens, was einer Volumensteuerung entspricht, ergibt sich ein kostengünstiger Aufbau, bei dem die Anzahl der verwendeten Ventile vorteilhaft reduziert werden kann. Aufgrund der Weg- bzw. Volumensteuerung kann in einfacher Weise, ohne eine aufwendige Drucksteuerung mindestens eine Schaltgetriebeeinheit mehr als zwei Schaltpositionen aufweisen, da aufgrund der Inkompressibilität des Hydraulikmediums über ein vorbestimmtes gefördertes Volumen die jeweilige Schaltgetriebeeinheit gezielt in eine der möglichen Stellungen verstellt werden kann. Durch die Weg- bzw.

Volumensteuerung mit Kolben können die Komponenten der Schaltgetriebeeinheiten insbesondere Gang -und Kupplungssteller zudem genau und schneller verstellt werden als mit Proportionalventilen, da aufgrund von Vorkenntnissen des Verschiebevolumens eine zusätzliche Steuergröße herangezogen wird.

- 5 Proportionalventile können hingegen diesen Vorteil nur bedingt nutzen da deren Steuergröße auf den Ventilstrom bezieht und dieser wiederum von dem Hydraulikflüssigkeitszustand und dessen Viskosität abhängig ist. Darüber hinaus kann aufgrund des bekannten Volumenhaushaltes und der Konzeption ohne Leckagen in das Reservoir bereits geringe Leckagen nach außen und Ventilleckagen akkurat diagnostiziert werden.
- 10

- Durch die Verwendung mindestens eines Drucksensors oder eines Positionsgebers, kann vorteilhaft für einige Schaltgetriebeeinheiten eine Druckregelung oder Positionsregelung zum Druckaufbau und auch alternativ zum Druckabbau vorgesehen werden, sodass mittels der Kolben-Zylinder-Einheit sowohl eine
- 15 Weg-bzw. Volumensteuerung als auch eine Druckregelung erfolgt.

- Die Druckregelung erfolgt über gezielte Kolbenwegsteuerung bzw. über gezielte Bestromung des Elektromotors. Bei der Druckregelung wird der nicht-lineare Zusammenhang zwischen Druck und Kolbenverstellweg erfasst und in einem Kennfeld abgelegt. Dieses Kennfeld wird bei der Druckregelung derart
- 20 verwendet, dass ein bestimmter Weg über den Kolben angefahren wird, der einem bestimmten Druck entspricht. Wenn sich das Kennfeld durch Temperatur bzw. Lufteinschlüsse verändert, wird es neu kalibriert bzw. erfasst. Dazu gibt es verschiedene Methoden (Abgleich über Druckgeber, Abgleich über Wegsteuerung und Nutzung des Stromes des Elektromotors)

- 25 Alternativ kann über den Strom des Elektromotors ein Drehmoment geregelt werden. Für eine genaue Drehmomentbestimmung kann z.B. die Drehmomentkonstante  $k_t$  (Zusammenhang zwischen Drehmoment des Elektromotors und Phasenstrom) des Elektromotors herangezogen werden. Die Drehmomentkonstante kann bei Elektromotoren in der Fertigung, Erstinbetriebnahme
- 30 bestimmt werden kann und ist dadurch gekennzeichnet, dass  $k_t$  sich über Zeit geringfügig ändert und im wesentlichen sich nur Temperatureinflüsse linear verändert. Alternativ zum Phasenstrom kann auch der Versorgerstrom des Elekt-

romotors verwendet werden.

Steht womöglich kein Drucksensor zu Verfügung, kann eine Druckschätzung mittels Modell bewerkstelligt werden. So ein Modell kann erfindungsgemäß aus einen Motor mit Getriebe bestehen, das zum Beispiel auf eine einfachwirkenden oder doppelwirkenden Hydraulikkolben drückt oder gegebenenfalls zieht. Für eine ausreichend gute Druckschätzung für eine Getriebeeinheit, müssen die Parameter in den Teileinheiten (Motordrehmomentkonstante  $k_t$ , Getriebe- wirkungsgrad und Hydraulikkolbenquerschnittsfläche, Reibungen durch Dich- tungen) entweder geringen Einflüsse ausgesetzt sein oder in regelmäßigen Zeitabständen die Parameterschwankungen angepasst werden.

Ein genaues Modell kann derart realisiert werden, indem die o.g. Parame- teränderungen des Modells während des Betriebes erfasst werden, welche die Druckschätzung bzw. Druckregelung beeinträchtigen. Zum Beispiel können Drucksensoren, die nur im Teilbetrieb aktiv sind oder eine indirekte Druckbe- rechnung herangezogen werden, verwendet werden.

Ein Verfahren zur indirekte Messungen des Drucks über den Strom des Elekt- romotors kann über die Position des Kupplungskolbens im Nehmerzylinder so- wie der wirkenden Querschnittsfläche des Kolbens des Geberzylinders, mithilfe der Kenntnis von der Feder des Kupplungsausdrückers und den Durchmesser des Kupplungsnehmerzylinders berechnet werden. Damit kann ein System auf einen Druckgeber komplett verzichten, was zu signifikanten Kosteneinsparun- gen führt, da Druckgeber primäre Kostentreiber von Hydrauliksystemen sind. Bei Serienanwendungen ist ein Druckgeber ca. 4 Mal teuer als ein Schaltventil und vergleichbar teuer wie ein Proportionalventil.

Liegt nun eine Systemarchitektur eines Getriebeaktuators zugrunde, die mit einem Motor mit Hydraulikkolben betrieben wird, muss diese nicht zwangswei- se mit einem Drucksensor versehen sein. Diverse Drücke im System können, wie weiter oben beschrieben, ausreichend über Modelle geschätzt werden. Speziell kann die Information über Druck bei einer Gangstellung von Vorteil sein. Wird ein Gangsteller betätigt, kann die Kraft auf dessen Schaltgabel be- rechnet werden. Das bedeutet, man kennt jene Position im Gangsteller, wo die Synchronisation beginnt und braucht daher nicht gesonderte Algorithmen, die

die Synchronisationspunkte in allen Gangstellern anlernt. Bereits bekannte Systeme, wie zum Beispiel der beschriebene Getriebeaktor in DE 101 34 115 B4, besitzen keine Drucksensoren, sondern nur Positionssensoren in den Gangstellen. Der Synchronisationspunkt wird dann evaluiert, wenn sich die  
5 Drehzahl im Getriebestrang oder im Teilgetriebestrang ändert. Aufgrund der hohen Massenträgheit der Getriebestränge ändert sich die Drehzahl bedeutend langsamer als der Druck im Gangsteller und muss daher, um die Dynamik hoch zu halten, auf Erfahrungswerte aus früheren Schaltungen oder Lernprozeduren zurückgreifen.

10 Zudem können vorteilhaft auch Nasskupplungen verwendet werden, wobei das Fluid für die Kühlung der Nasskupplungen entweder mittels der Antriebe für den Doppelhubkolben oder gesonderte Antriebe genutzt werden. So kann z.B. ein zusätzlicher Doppelhubkolben mit dem ersten Doppelhubkolben gekoppelt bzw. starr verbunden sein, welcher zur Verschiebung des Kühlfluids genutzt  
15 wird. Beim Verstellen des ersten Doppelhubkolbens wird dann gleichzeitig auch das Kühlfluid gefördert. Sofern keine Kupplung oder Gangsteller verstellt werden müssen, kann der erste Doppelhubkolben mittels geeigneter Ventile das Fluid lediglich aus dem Reservoir heraus und in dieses direkt wieder hinein fördern. Es ist jedoch auch möglich, eine gesonderte Pumpe und zusätzlichen  
20 Antrieb für das Kühlfluid zu verwenden.

Ebenso ist eine Microschlupfregelung der Kupplung und gleichzeitige Gangstellung über Multiplexen, wie es in Figur 1 b dargestellt und beschrieben ist, möglich.

Auch kann das erfindungsgemäße Schaltgetriebe mit nur lediglich zwei Kupplungsstellern ausgebildet sein, d.h. ohne Gangsteller, wie es insbesondere bei  
25 2-Gang-Getrieben für E-Fahrzeuge mit zwei Kupplungen der Fall ist und in Figur 3 dargestellt und beschrieben ist.

Es lassen sich folgende Vorteile mit dem erfindungsgemäßen Schaltgetriebe erzielen :

30 a) Gewicht durch Reduzierung der Anzahl an Komponenten



- b) Verbesserung der Zuverlässigkeit durch Einführung von Diagnoseverfahren zur Dichtheitsprüfung und Kalibrierverfahren zu Feststellung der Veränderung von Strömungswiderständen
- c) Reduzierung Kosten des Systems
- 5           o durch Reduzierung Anzahl der Komponenten insbesondere durch das Wegfallen vom Pumpe, Speicher, Drucksensor, Filter und Rückschlagventilen. Dies wird lediglich durch eine Motor-Getriebe-Kolben-Einheit ersetzt.
- o durch Reduzierung der benötigten Hydraulikflüssigkeit
- 10          o Ersetzen von kostenintensiven Proportionalventile durch einfache Schaltventile
- d) Funktionsverbesserung
- o Einsatz eines positionsgesteuerten Doppelhubkolbens als Druckversorgung mit Druckabbau über die Druckversorgereinheit für geschlossene Systeme
- 15          o Optimale Nutzung der Drehmoment-Drehzahl-Kennlinie eines Elektromotors im Sinne einer schnellen Betätigung von einer oder zwei Kupplungen
- o Intelligente Druckregelabläufe mit dem potential den Motor zu verkleinern (beschrieben im Punkt 2c)
- 20          e) Verbesserte Zuverlässigkeit
- o Diagnoseverfahren zur Prüfung der Komponenten (Ventile, Dichtheit von Kolben der Gang- und Kupplungssteller sowie der Druckversorgereinheit), auf Dichtheit über Kolbensteuerung
- 25          o Vermessung des hydraulischen Systems durch Vermessung der hydraulischen Widerstände im System und Detektion von Veränderungen im Betrieb
- o Messverfahren zur Prüfung von Strömungswiderständen des hydraulischen Systems und deren Komponenten (z.B. Ventile, Leitungen) und Ermittlung von Verstellkräften der Kolben von Gangstellern und Kupplungsstellern
- 30          f) Plattformkonzept für automatisierte Gangschaltung und Doppelkupplungen mit möglichst wenig Änderungen der Komponenten im System

Nachfolgend werden vorteilhafte mögliche Ausführungsformen des erfindungsgemäßen Schaltgetriebes anhand von Zeichnungen näher erläutert.

Es zeigen :

- 5 Fig. 1a: Schaltgetriebe mit einer Kolben-Zylinder-Einheit mit Doppelhubkolben mit acht Ventilen und zwei trockenlaufenden Kupplungsstellern und vier Gangstellern im geschlossenen Hydraulikkreis;
- Fig. 1b: Schaltgetriebe mit einer Kolben-Zylinder-Einheit mit Doppelhubkolben mit zwölf Ventilen und zwei trockenlaufenden Kupplungen und vier Gangstellern im geschlossenen Hydraulikkreis;
- 10 Fig. 1c: Schaltgetriebe mit einer Kolben-Zylinder-Einheit mit Doppelhubkolben mit intelligenter Regelung zur Kupplungsbetätigung mit Potential zum Downsizing der Motor-Getriebe-Kolben-Einheit aufgrund der Nutzung der in einer Kupplung gespeicherten Energie;
- 15 Fig. 1d: Nutzung der gespeicherten Energie in einer Kupplung beim Umschaltvorgang zwischen zwei Kupplungen;
- Fig. 1e Leistungsdiagramm für ein Schaltgetriebe, bei der eine intelligente Drucksteuerung über Kolbensteuerung und Auslassventile zur Reduzierung der Leistungsaufnahme erfolgt;
- 20 Fig. 2a: Schaltgetriebe mit einer Kolben-Zylinder-Einheit mit Doppelhubkolben mit zwei nasslaufenden Kupplungen und vier Gangstellern im geschlossenen Hydraulikkreis mit zusätzlicher Pumpe;
- Fig. 2b: Schaltgetriebe mit einer Kolben-Zylinder-Einheit mit Doppelhubkolben mit zwei nasslaufenden Kupplungen und vier Gangstellern im geschlossenen Hydraulikkreis mit über den Antrieb der Kolben-Zylinder-Einheit angetriebenen Doppelhubkolben (DHK-Pumpe);
- 25 Fig. 3 Kolben-Zylinder-Einheit mit Doppelhubkolben für Zweigangs-System mit geschlossenem Hydraulikkreis;
- Fig. 4 erweitertes Schaltgetriebe mit zusätzlicher Kolben-Zylinder-Einheit.

Die Figur 2a zeigt eine erste mögliche Ausführungsform des erfindungsgemäßen Schaltgetriebes in Form eines Doppelkupplungsgetriebes mit einer Kolben-Zylinder-Einheit 19 mit Doppelhubkolben 19c zum Verschieben des Hydraulikmediums in die Kupplungssteller 25/C1, 28/C2.

5 Die Kolbenzylindereinheit 19 wird von dem Antrieb 1 über das Getriebe 2 angetrieben. Der Doppelhubkolben 19c trennt die beiden Arbeitsräumen 19a und 19b voneinander, wobei die Kolbenfläche 19e, welche den Arbeitsraum 19b begrenzt, größer ist als die wirksame Kolbenfläche 19d, welche den Arbeitsraum 19a begrenzt, ist. Der Arbeitsraum 19a ist über die Hydraulikhauptleitung  
10 HL2 verbunden. Der Arbeitsraum 19b ist mit der Hydraulikhauptleitung HLI verbunden. Von den Hydraulikhauptleitungen HLI, HL2 gehen die hydraulischen Zuführleitungen HL25, HL28, HL30a, HL30b, HL33a, HL33b, HL35a, HL35b, HL38a und HL38 ab, welche die Hydraulikhauptleitungen HLI, HL2 mit den Kupplungen 25/C1, 28/C2 sowie den Gangstellern 30, 33, 35 und 38 verbinden. In den hydraulischen Zuführleitungen HL25, HL28, HL30a, HL30b,  
15 HL33a, HL33b, HL35a, HL35b, HL38a und HL38 sind jeweils schaltbare Ventile 24, 27, 32, 33, 37, 40 und 41 zum wahlweisen Absperren bzw. Öffnen der Zuführleitungen angeordnet. Die beiden Arbeitsräume 19a und 19b sind jeweils über hydraulische Leitungen HL19a und HL19b mit einem Reservoir 6 verbunden, wobei in den hydraulischen Leitungen HL19a und HL19b schaltbare 2/2-  
20 Wege-Ventile 20, 22 angeordnet sind. Parallel zu jedem 2/2-Wege-Ventil 20, 22 ist jeweils ein Rückschlagventil 21, 23 angeordnet.

Das Schaltgetriebe gemäß Figur 1a mit zwei Kupplungsstellern und vier Gangstellern benötigt lediglich acht schaltbare 2/2-Wege-Ventile.

25 Die Gangsteller 30, verfügen jeweils über zwei Arbeitsräume 30a, 30b, 33a, 33b, 35a, 35b und 38a, 38b welche abdichten und durch Kolben voneinander getrennt sind. Wichtig bei dieser Anordnung ist, dass die ersten Arbeitsräume 30a, 33a, 35a, und 38a mit der ersten Hydraulikhauptleitung HLI und damit mit dem Arbeitsraum 19b verbunden sind, und dass die zweiten Arbeitsräume  
30 30b, 33b, 35b, und 38b über die zweite Hydraulikhauptleitung HL2 mit dem Arbeitsraum 19a der Kolben-Zylinder-Einheit 19 verbunden sind.

Durch diese getrennte Anordnung der Verbindungsleitungen HL1 und HL2 kann ein Gangwechsel wie folgt umgesetzt werden : Für einen Gangwechsel vom ersten in den zweiten Gang muss zunächst der zweite Gang eingelegt werden, wobei die Kupplung C1(25) in diesem Ausgangszustand gedrückt und somit auch geschlossen ist. Damit das Volumen bzw. der Druck aus der Kupplung C1 nicht entweicht, muss allerdings das Kupplungssteller-Ventil 24 geschlossen sein. Zum Einleiten des Gangwechsels wird das Gangsteller-Ventil 1 (35) geöffnet, das Auslassventil 1 und das Kupplungssteller-Ventil 2 geschlossen. Darauffolgend kann der Doppelhubkolben 19c mit der Motor und Getriebeeinheit 1 und 2 nach links bewegt werden, wodurch Volumen in den Gangsteller 2/4 (33) speziell in die Kammer 33b verschoben wird. Ist das Ventil 35 bei diesem Ablauf nicht geöffnet, um das Verschieben des Gangstellers 33 zu ermöglichen, wäre das System hydraulisch gesperrt. Ist der Gang 2 im Gangsteller 2/4 (33) im Teilgetriebe mit zum Beispiel der Kurbelwelle synchronisiert, kann der Gang final eingelegt werden. Gangsteller-Ventil 35 wird wieder geschlossen, Kupplungssteller-Ventil 27 wird geöffnet und Auslassventil 20 bleibt weiterhin zu und mit der Kupplungsbetätigung in der Kupplung C2 (28) kann begonnen werden. Um kraftschlussunterbrechungsfrei schalten zu können, muss ein kontinuierlicher Lastwechsel der beiden Kupplungen C1 (25) und C2 (28) erfolgen. Das Schließen der Kupplung C2 wird mithilfe des Druckaufbaus im Doppelhubkolben 19 unternommen, der sich wiederum nach links bewegt. Das zeitgleiche Öffnen der Kupplung C1(25) gelingt mit einer stufenweiser oder auch stufenloser Regelung des Kupplungssteller-Ventil 24, dass die Flüssigkeit geregelt über das entsprechende Auslassventil 22 ablässt. Ist der Lastwechsel vollzogen, kann der Gangsteller 1/3 (30) entweder auf neutral gestellt werden (Mittelstellung der Schaltgabel 30c) oder der nächste Gang vorgewählt werden. Dabei werden die Kupplungssteller-Ventile 24, 27, das Auslassventil 22 geschlossen und das Gangsteller-Ventil 32 geöffnet. Der Doppelhubkolben 19 verdrängt das Volumen aus Kammer 19b und verschiebt somit den Gangsteller 30 nach rechts, entsprechend den verdrängten Volumen. Die Gangstellung von 1 auf 2 ist schlussendlich abgeschlossen.

Vorzugsweise befindet sich der Kolben 19c vor Fahrtbeginn in einer Mittelstellung, da nicht vorhergesehen werden kann, ob bei Start des Fahrzeuges der

erste Gang oder der Rückwärtsgang eingelegt wird. Somit ist für beide Manöver entsprechendes Volumen zum Betätigen eines Gangstellers und einer Kupplung vorhanden. Alternativ müsste der Kolben bei geöffneten Ventilen 20 bzw. 22 in die richtige Position verfahren werden.

- 5 Während des Lastwechsels von einem Teilgetriebe auf das andere Teilgetriebe, wenn eine Kupplung 25 mittels den Motor-Getriebe-Kolben Einheit 1, 2 gedrückt wird und aus der anderen Kupplung 28 über das entsprechende Kupp-  
lungsteller-Ventil 27 Fluid abgelassen wird, kann die Regelung der Kupplungen  
entweder über mögliche Positionssensoren 26, 29 oder Drucksensoren erfol-  
10 gen. Je nach Ausführungsform des Getriebes wird in aktuellen Getrieben ein Druck oder Positionssensor verwendet. Trockene Kupplungen werden in der Regel mit Positionssensoren ausgeführt und nasse Kupplungen mit Druck-  
sensoren. Das geregelte Ablassen der Kupplungen kann entweder mit den  
Ventilen 24 und 27 oder mit den Ventilen 20 und 22 entweder stufenweise o-  
15 der stufenlos erfolgen, je nachdem welche Ventiltypen verwendet werden. In der dargestellten Ausführungsform verwendet man einfache Schaltventile (stu-  
fenweise) oder ein Ventil mit fliegendem analog geregelten Anker (stufenlos).

- Aus Sicherheitsgründen sind in jeder Ausführungsform des Doppelkupplungs-  
aktuators mit acht Ventilen ein Positionssensor 31, 34, 36, 39 in jeden Gangs-  
20 teller 30, 33, 35, 38 vorgesehen, damit mögliche Leckagen in den Ventilen 32, 37, 40, 41 nicht zur mechanischen Zerstörung führen können. Die Ventile 20, 22, 24 und 27 müssen in stromlos offener Stellung ausgeführt werden, damit bei einem Systemausfall beide Kupplungen 25, 28 sofort geöffnet werden, ohne weiterhin eine Versorgung zu benötigen.

- 25 Die Figur I b zeigt eine Ausführung, bei der Druck mit Schaltventilen 32 und 52, 41 und 53, 37 und 54, 40 und 55 in den Gangstellern 30, 33, 35, 38 eingesperrt werden kann. Im Falle eines Doppelkupplungsgetriebes kann die Kupplung C1 oder C2 betätigt sein, die darüber hinaus mit sogenannten Mikro-  
schlupf betrieben wird und mit dem Doppelhubkolben 19 geregelt wird. Mikro-  
30 schlupf wird verwendet, um unerwünschte Drehzahlschwankungen an der Kurbelwelle zu einem gewissen Maß zu dämpfen und die Öffnungsposition der Kupplungen besser abschätzen zu können. Die Auswirkung der Dämpfung

hängt von der Größe des betriebenen Schlupfes an der entsprechenden Kupplung ab. Soll ein Gangwechsel vollzogen werden, dauert dieser oft mehrere hundert Millisekunden, da die Synchronisierung des unbelasteten Teilgetriebes einen Großteil der gesamten Schaltzeit beansprucht. Mithilfe eines Doppelhubkolbens 19 der mit einer Trapezspindel oder einen Kugelgewindetrieb 2 betrieben wird, kann kurzzeitig eine Gangwechsel eingeleitet werden. Dabei wird die zuletzt unter Last stehende Kupplung 25 oder 28 im entsprechenden Teilgetriebe mit dem Kupplungssteller-Ventil 24 oder 27 eingesperrt und es kann nunmehr Flüssigkeit mit den Ventilen 24 oder 22 und auch 27 oder 21 abgelassen werden. Eine Mikroschlupfregelung ist in dieser kurzen Zeit nicht oder nur eingeschränkt möglich, aber die Kupplung läuft dennoch weiter unter Schlupf. Danach wird der gewünschte Gangsteller betätigt und nur bis zum Synchronisierungspunkt bewegt, wobei der Druck im Gangsteller aus dem Motorstrom berechnet werden kann. Ist die Synchronisierung eingeleitet, kann im entsprechenden Gangsteller der Hydraulikdruck mit Schaltventilen eingesperrt werden und der Doppelhubkolben 19 kann nach kurzer Zeitunterbrechung die Mikroschlupfregelung an der belasteten Kupplung 25 oder 28 wieder aufnehmen. Dafür muss allerdings das Druckniveau im Doppelhubkolben 19 an das der belasteten Kupplung anfahren und danach das Kupplungssteller-Ventil 27 oder 24 druckdifferenzfrei wieder öffnen. Ist die Synchronisierung im unbelasteten Teilgetriebe abgeschlossen, kann der finale Gangwechsel eingeleitet und der Lastwechsel wird vollzogen.

Die Figur 1c zeigt eine Variante zur Regelung der beiden Kupplungen 25/C1 und 28/C2. Es handelt sich dabei um eine intelligente Abwandlung um den Motor 1 für den Antrieb des Hydraulikkolbens 19, welcher mittels einer Spindel 2 angetrieben wird, zu verkleinern und somit Leistung, Gewicht und Bauraum zu sparen. Soll zum Beispiel ein Gangwechsel vom Teilgetriebe 1 mit der Kupplung C1/25 auf das Teilgetriebe 2 mit der Kupplung C2/28 durchgeführt werden, kann die gespeicherte potentielle Energie der Kupplung C1/25 für den Druckaufbau in Kupplung C2/28 verwendet werden. Eine schematische Darstellung des Ablaufs ist in den Figuren 1d und 1e dargestellt. Figur 1d zeigt mögliche Druckverläufe in den Kupplungen bei dieser Abwandlung und Figur

Figur 1e eine vereinfachte Darstellung zur verringerten Leistungsaufnahme des Elektromotors 1.

In Figur 1c ist mittels der Pfeile dargestellt, wie das Fluid beim Lastwechsel fließt. So wird das in der Kupplung C1/25 gespeicherte und unter Druck stehende Fluid über die Leitungen HL25 und HL1 in den Arbeitsraum 19b geleitet und übt eine Kraft auf den Kolben 19c nach links aus. Diese Kraft unterstützt den Motor 1 beim Verstellen des Kolbens 19c nach links zur Verkleinerung des Arbeitsraumes 19a um einen Druck in der Kupplung C2/28 aufzubauen. Die in Figur 1d schraffiert dargestellte Fläche entspricht der Energie, die durch die unterstützende Kraft des in der Kupplung C1/25 unter Druck stehenden Fluids beim Schalten der Kupplung C2/28 eingespart werden kann. Sofern die Kupplung C2/28 geöffnet und die Kupplung C1/25 geschlossen werden soll, kann analog der in der Kupplung C2/28 gespeicherte Druck zur unterstützenden Verstellung des Kolbens 19c genutzt werden. Hierdurch reduziert sich die maximal benötigte Leistung des Motors von  $P_{\max\_Th}$  auf  $P_{\max}$ , wie es in Figur 1e dargestellt ist. Der Motor 1 kann somit kleiner dimensioniert werden.

Aufgrund von Hysterese und Reibungsverlusten im geschlossenen hydraulischen Getriebeaktor, kann bei dieser Prozedur zu viel Volumen für einen geeigneten Lastwechsel im System sein. Die Auslassventile 20 und 22 können zeitgleich für passende Volumenbilanzen sorgen und möglichen Flüssigkeitsüberschuss über die Leitungen HL19a, HL19b in das Reservoir 6 ablassen. Je nach Auslegung der Motor-Getriebe-Kolben-Einheit 1, 2, 19 benötigt man bei dieser Ausführungsform beim Lastwechsel zwischen den Kupplungen die Maximalleistung des Motors 1. Das bedeutet, dass der Motor 1 mit übergreifender intelligenter Regelung (Motor 1 und Ventile 20, 22, 24, 27) generell kleiner ausgeführt werden kann. Speziell in der Anfangsphase, bis die Drücke von den beiden Kupplungen 25 und 28 gleich sind, kann bis auf Wirkungsgradabschläge (Kugelgewindetrieb bzw. Trapezspindel, Hydraulikverluste, usw.) generell auf den Motor verzichtet werden. Erst wenn der Kupplungsdruck in Kupplung C2/28 höher ist als in Kupplung C1/25 muss der Motor mit Unterstützung des restlichen Druckes in Kupplung C1/25, den Druck in Kupplung C2 vollständig aufbauen.

Die Figur 2a beschreibt die Ausführung eines Doppelkupplungsgetriebes mit nasslaufenden Kupplungen C1 und C2 und einen separaten Kühlkreislauf HLP mit eigenständiger Pumpe 44 mit Antriebsmotor 43. Die Funktionsweise und die Durchführung eines Gangwechsels funktioniert gleich wie in Figur 1a beschrieben, hingegen werden die Kupplungen C1 und C2 über die Drucksensoren 41, 42 und nicht über Positionssensoren 26, 29 geregelt. Die Positionssensoren können daher entfallen. Aufgrund von höheren übertragenen Momenten und der möglichen Verwendung von Lamellenkupplungen, wird die Pumpe 44 mit einem separaten Kühlkreis HLP mit eigenem Medium gekühlt aus dem Behälter 46 versorgt.

Die Figur 2b beschreibt eine Systemarchitektur eines Doppelhubkolbens mit nasslaufenden Kupplungen und separaten Kühlkreisläufen HLK1 und HLK2 mit simultan laufender Doppelhubkolben-Pumpe 50 die an der Kolbendurchführung der Motor-Getriebe-Kolben Einheit 1, 2, 19 angebunden ist. Mit der Funktion des eigentlichen Getriebeaktuators, kann mittels einem separaten Doppelhubkolbens 50 eine Pumpfunktion übernommen werden. So kann eine zusätzliche Pumpe mit Motor eingespart werden. Die Kühlkreisläufe HLK1, HLK2 laufen mit getrenntem Medium wodurch Verschmutzungen nicht in den eigentlichen Doppelhubaktor 19 gelangen können. Bei dieser Ausführungsform muss der zusätzliche Doppelhubkolben 50d wesentlich größer sein als der eigentliche Aktuator mit Doppelhubkolben 19c, da einige Liter Fluid zur Kühlung pro Minute gefördert werden müssen. Da unter Umständen der Aktuator keine Gang- oder Kupplungsstellung vollführen muss, kann weiterhin Kühlflüssigkeit aus dem Behälter 47 und über die Rückschlagventile 48 und 49 gefördert werden, indem Ventil 20 und 22 geöffnet sind. Der Kolben 50d kann mittels des Antriebes 1 in Abhängigkeit von der erforderlichen Förderrate - hohe Frequenz bei starker Kühlung, niedrige Frequenz bei schwacher Kühlung - hin und her bewegt werden, ohne dass dabei die Kupplungen C1 und C2 sowie Gangsteller verstellt werden. Dies wird dadurch erreicht, in dem die zugeordneten Ventile 24, 27, 32, 37, 40 und 41 geschlossen und die Ventile 20 und 22 geöffnet werden. Optional kann bei allen in den Figuren dargestellten und beschriebenen Ausführungsformen das in Figur 1c dargestellte Ventil 31 angeordnet werden, welches im geöffneten Zustand die beiden Arbeitsräume 19a, 19b hyd-



raulisch miteinander verbindet bzw. kurzschließt. Die Kühlung kann somit im „Power-on-demand“-Modus erfolgen. Sofern die Kupplungs- und Gangsteller betätigt werden müssen, wird evtl. die benötigte Förderrate nicht erreicht, dies ist jedoch unkritisch, da die Betätigung meist in sehr kurzer Zeit beendet ist.

- 5 Die Figur 3 zeigt ein Doppelkupplungskonzept mit zwei Gängen, die für Elektroantriebe vorteilhaft genutzt werden kann. Es ist eine modulare Nutzung des Doppelhubkolben-Baukastens möglich, wobei die Komponenten für die Gangsteller nicht benötigt werden. Es ist somit ein Zugkraftunterbrechungsfreies Zweigangsystem für Elektromotorantriebe möglich. Die Kupplungsregelung erfolgt gleich wie in Figur 1a beschrieben und kann mit Drucksensoren 41, 42 oder auch Positionssensoren 26, 29 erfolgen.

Die Figur 4 zeigt die Erweiterung eines vorbeschriebenen Systems. Das ursprüngliche System besteht aus den Ventilschaltungen im Teilgetriebe 1 und Teilgetriebe 2 mit den jeweiligen Ventilen 24, 27, 32, 37, 40 und 41 zur Betätigung der Kupplungen 25, 28 und der Gangsteller 30, 33, 35, 38. Der Hydraulikaktuator 19, welcher vom Motor 1 über das Getriebe 2 angetrieben ist und einen Doppelhubkolben 19c aufweist, ist mit seinen Arbeitsräumen 19a, 19b über die beiden Ventile 20, 22 mit dem Behälter bzw. Reservoir 6 verbindbar.

Die Erweiterung des Schaltgetriebes besteht darin, dass der Druckmodulator 19', welcher vom Motor 1' über das Getriebe 2' angetrieben ist, zur Betätigung der Kupplungen C1 und C2 verwendbar ist. Der Arbeitsraum 19a' ist hierzu über die Hydraulikleitungen HL19a'-25 und HL19a'-28 mit den Kupplungsstellern 25, 29 verbindbar, wobei jeweils ein Schaltventil 32a, 32b in der jeweiligen Hydraulikleitungen HL19a'-25 und HL19a'-28 zu deren Absperrung bzw. Öffnen angeordnet ist. Dies ermöglicht eine kontinuierliche Mikroschlupfregelung der jeweiligen sich im Kraftschluss befindenden Kupplung. Dabei können die Ventile 32a, 32b, welche den Druckmodulator 19a' mit den Kupplungsstellern 25, 28 verbinden, sowohl stromlos offen als auch stromlos geschlossen ausgeführt werden.

- 30 Die funktionalen Eigenschaften der Schaltung werden im Folgenden näher erläutert.

**Situation 1: Mikroschlupfregelung an Kupplungssteller 25 mit zeitgleicher Gangschaltung im Teilgetriebe 2.**

In der beschriebenen Situation übernimmt der Druckmodulator 19a' die kontinuierliche Mikroschlupfregelung des Kupplungsstellers 25, indem das Druckmodulationsventil 32b zum Kupplungssteller geöffnet ist und das Druckmodulationsventil 32b zum anderen Kupplungssteller 28 und das Kupplungsventil 24 geschlossen wird. Der Druckmodulator 19a' regelt dabei abhängig vom Kupplungswegsensor 26 den Mikroschlupf an der Kupplung 25. Ist nun parallel eine Gangstellung im Teilgetriebe 2 erforderlich, so kann diese durch den Hydraulikaktuator 19 übernommen werden. Ist beispielsweise am Gansteller 33 die Schaltung aus der Neutralstellung nach rechts erforderlich, so werden die Ventile 20, 22 und 27 geschlossen und das Ganstellereinlassventil 41 geöffnet und durch eine Bewegung des Doppelhubkolbens 19c nach rechts, der Doppelhubkolben des Gangstellers 33 nach rechts in den vierten Gang verschoben. Durch eine Bewegung des Doppelhubkolbens nach links besteht ebenso die Möglichkeit den Gangstellers 33 nach links zu bewegen und damit den entsprechenden Gang einzulegen. Gleiches gilt natürlich für alle weiteren Gangsteller im Teilgetriebe 2. Rein theoretisch bestünde auch die Möglichkeit parallel zur Mikroschlupfregelung an Kupplung 25 über den Doppelhubkolben Volumen in oder aus Kupplungssteller 28, Gansteller 30 und 35 zu verschieben.

**Situation 2: Deaktivierung der Kupplung a und gleichzeitige Aktivierung von Kupplung b**

Hier wird die Position der Kupplung a nicht über ein analog geregeltes Ventil 24 oder 30a geregelt, sondern über den Druckmodulator 19a'. Dadurch vereinfachen sich die Ventile 24, 27, 30a, 30b hin zu reinen digitalen Schaltventilen.

Ausgehend von der zuvor beschriebenen Situation 1 werden nun die Ventile 24 und 27 geöffnet. Die Ventile 30a, 30b, 32, 37, 40 und 41 und das Druckmodulationsventil 32b zwischen Kupplungssteller 28 und dem Druckmodulator 19a' werden geschlossen sofern das nicht sowieso schon der Fall ist. Über den Doppelhubkolben 19c wird nun der Druckaufbau bzw. die Position an Kupplungssteller 19c geregelt. Der Doppelhubkolben 19c bewegt sich dazu nach links. Die rechte Kammer des Doppelhubkolbens saugt damit gleichzeitig über 24

Volumen aus dem Kupplungssteller 25 ab. Der Druckmodulator 19a' übernimmt in diesem Fall die Regelung des Druckes bzw. der Position von Kupplungssteller 25. Der Hauptvolumenfluss wird in der Situation durch den Doppelhubkolben 19c verschoben. Der Druckmodulator 19a' korrigiert nur das  
5 Volumen für den Kupplungssteller 28 entsprechend der Anforderungen. Nachdem das Teilgetriebe 2 aktiviert und das Teilgetriebe 1 deaktiviert ist, werden die Kupplungsventile 24 und 27 geschlossen und der Druckmodulator 19a' durch das Druckmodulationsventil 32a vom Kupplungssteller 25 getrennt und durch das andere Druckmodulationsventil 32b mit dem Kupplungssteller 28  
10 verbunden. Jetzt übernimmt der Druckmodulator 19a' die Mikroschlupfregelung am Kupplungssteller 28.

Der Vorteil dieser Schaltung ist, dass der Druckmodulator 19a' mit einem deutlich geringeren Volumenhaushalt auskommt als der Doppelhubkolben 19c. Auch die Volumenflussanforderungen an den Druckmodulator 19a' liegen  
15 deutlich unter dem Volumenfluss aus dem Doppelhubkolben 19c. Hinzu kommt die Tatsache, dass das System komplett ohne analoge Ventile auskommt und rein mit kostengünstigeren digital schaltenden Ventilen arbeitet.

Zur Diagnose der Systemwirkungsgrade besteht in diesem System die Möglichkeit beispielsweise durch Öffnen der Ventile 32b und 27 die beiden Druckkammern miteinander zu verbinden und hiermit den Getriebewirkungsgrad  
20 von Druckmodulator 19, 19a' und Hydraulikaktuator 19 abzugleichen. Dieser Abgleich kann zum einen sehr hilfreich sein, um Ausfälle vorherzusagen und zum anderen aber auch um die Druckeinstellungen präziser aneinander anzupassen und damit den Komfort zu erhöhen. Die angesprochene Diagnosemöglichkeit besteht für nahezu alle Systeme welche über zwei Hydraulikaktuator  
25 bzw. Druckmodulatoren verfügen und eine Möglichkeit haben die Systeme kurzfristig hydraulisch zu verbinden.

Im Notbetrieb bei Ausfall eines Motors 1, 1' des Druckmodulators 19, 19' oder des Hydraulikaktuators 19 besteht die Möglichkeit, dass die jeweils andere  
30 Druckversorgung die Kupplungsstellung und die Gangstellung übernimmt. Muss der Druckmodulator im Notbetrieb die Kupplungsstellung und Gangstellung übernehmen so muss aufgrund des geringen Volumenhaushalts über die

Auslassventile 30a und /oder 30b zwischendurch Volumen in den Druckmodulator 33 nachgefördert werden. Fällt hingegen der Druckmodulator 33 aus, so kann über den Hydraulikaktuator 19 die Funktion bis auf kleine Unterbrechungen in der Mikroschlupfregelung aufrechterhalten werden. Grundsätzlich ist die

5 Erweiterung der ursprünglichen Schaltung nur notwendig, wenn kurze Unterbrechungen in der Mikroschlupfregelung während der Gangschaltvorgänge nicht akzeptiert werden können.

Bezugszeichenliste

	1	EC-Motor
	2	Getriebe
	3	Kolben-Zylinder-Einheit
5	4	Drehwinkelsensor zu Motorkommutierung
	5	Positionssensor für Kupplungsteller im automatisierten Getriebe
	6	Reservoir
	7	Kupplungseinheit 1
	8	Druckgeber für Kupplungssteller im automatisierten Getriebe
10	9	2/2-Wegeventil
	10	Gangstellereinheit 1 (rotatorische Bewegung)
	10a, 10b	Kolben-Zylinder-Einheiten des Gangstellers 10
	11	Gangstellereinheit 2 (lineare Bewegung)
	12	Kolben des Gangsteller-Mechanismus 1 Rotation (3 Stellungen)
15	13	Gangsteller-Mechanismus 2 Translation (3 Stellungen)
	14	2/2-Wegeventil
	15	Rückstellfeder des Gangsteller-Mechanismus 2
	16	2/2-Wegeventil
	17	Rotationskörper des Gangsteller-Mechanismus 1 (3 Stellungen)
20	18	2/2-Wegeventil
	19	Doppelhubkolben
	19a	Hydraulische Kammer des Doppelhubkolbens für den Hydraulikkreis HL2
25	19b	Hydraulische Kammer des Doppelhubkolbens für den Hydraulikkreis HL1
	19b	Kolben der hydraulischen Betätigung
	20	2/2-Wege Einlass- und Auslassventil für HL2
	21	Rückschlagventil für HL2
	22	2/2-Wege Einlass- und Auslassventil für HL1
30	23	Rückschlagventil für HL1
	24	2/2-Wege Einlass- und Auslassventil für Kupplung Cl
	25	Kupplungssteller Cl
	25a	Hydraulikkolben des Kupplungsstellers Cl

	26	Positionssensor für Kupplungssteller C1
	27	2/2-Wege Einlass- und Auslassventil für Kupplung C2
	28	Kupplungssteller C228a Hydraulikkolben des Kupplungsstellers C2
5	29	Positionssensor für Kupplungssteller C230 Gangsteller 1/3
	30a	Hydraulikkammer 1 des Gangsteller 1/3
	30b	Hydraulikkammer 2 des Gangsteller 1/3
	30c	Kolben mit Schaltgabel des Gangsteller 1/3
	31	Positionssensor des Gangstellers 1/3
10	32	2/2-Wege Einlass- und Auslassventil 1 für Gangsteller 1/3
	33	Gangsteller 2/4
	33a	Hydraulikkammer 1 des Gangsteller 2/4
	33b	Hydraulikkammer 2 des Gangsteller 2/4
	33c	Kolben mit Schaltgabel des Gangsteller 2/4
15	34	Positionssensor des Gangstellers 2/4
	35	Gangsteller 5/7
	35a	Hydraulikkammer 1 des Gangsteller 5/7
	35b	Hydraulikkammer 2 des Gangsteller 5/7
	35c	Kolben mit Schaltgabel des Gangsteller 5/7
20	36	Positionssensor des Gangstellers 5/7
	37	2/2-Wege Einlass- und Auslassventil 1 für Gangsteller 5/7
	38	Gangsteller 6/R
	38a	Hydraulikkammer 1 des Gangsteller 6/R
	38b	Hydraulikkammer 2 des Gangsteller 6/R
25	38c	Kolben mit Schaltgabel des Gangsteller 6/R
	39	Positionssensor des Gangstellers 6/R
	40	2/2-Wege Einlass- und Auslassventil 1 für Gangsteller 6/R
	41	2/2-Wege Einlass- und Auslassventil 1 für Gangsteller 2/4
	42	Drucksensor für den Kupplungssteller 2
30	43	Drucksensor für den Kupplungssteller 1
	44	Pumpe des Kühlkreislaufes HLP
	45	Rückschlagventil des Kühlkreislaufes HLP
	46	Reservoir des Kühlkreislaufes HLP
	47	Motor für die Pumpe des Kühlkreislaufes HLP

	48	Rückschlagventil der DHK-Pumpenhydraulikkammer	1
	49	Rückschlagventil der DHK-Pumpenhydraulikkammer	2
	50	DHK-Pumpenhydraulik	
	51	Reservoir der DHK-Pumpenhydraulik	
5	52	2/2-Wege Einlass- und Auslassventil 2 für Gangsteller	1/3
	53	2/2-Wege Einlass- und Auslassventil 2 für Gangsteller	2/4
	54	2/2-Wege Einlass- und Auslassventil 2 für Gangsteller	5/7
	55	2/2-Wege Einlass- und Auslassventil 2 für Gangsteller	6/R
	HL	Hydraulikleitung eines automatisierten Getriebes	
10	HL <sub>R</sub>	Rückführung und Nachlauf der Hydraulik eines automatisierten Getriebes	
	HL1	Hydraulikleitung 1 eines Doppelhubkolbens	
	HL2	Hydraulikleitung 2 eines Doppelhubkolbens	
	HLP	Hydraulikleitung eines Kühlkreislaufes mit Pumpe	
15	HLK1	Hydraulikleitung 1 eines Kühlkreislaufes mit Doppelhubkolbenpumpe	
	HLK2	Hydraulikleitung 2 eines Kühlkreislaufes mit Doppelhubkolbenpumpe	
	LK1	Lammellenkupplung 1	
20	LK2	Lammellenkupplung 2	

## Patentansprüche

1. Schaltgetriebe, eine Steuereinheit und mindestens eine elektromotorisch angetriebene Kolben-Zylinder-Einheit (19) mit einem Kolben (19d) aufweisend, die über Hydraulikleitungen mit mehreren Schaltgetriebeeinheiten (25, 28, 30, 33, 35, 38) des Schaltgetriebes verbunden ist und diese verstellt, wobei die Schaltgetriebeeinheiten mindestens zwei Kupplungseinheiten (25/C1, 28/C2) umfassen, dadurch gekennzeichnet, dass der Kolben (19d) der Kolben-Zylinder-Einheit (19) als Doppelhubkolben ausgebildet ist, wobei der Doppelhubkolben (19d) zwei Arbeitsräume (19a, 19b) voneinander abdichtend trennt, wobei jeder Arbeitsraum (19a, 19b) über eine Hydraulikhauptleitung (HL1, HL2) mit jeweils einer Kupplung (C1, C2) in Verbindung ist und mindestens ein Arbeitsraum (19a, 19b) des Doppelhubkolbens oder mindestens eine Hydraulikzentralleitung (HL1/HL2) über ein Schaltventil (20, 22) mit dem Vorratsbehälter (6) hydraulisch verbindbar ist.
2. Schaltgetriebe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass mindestens eine Kolben-Zylinder-Einheit (19) über eine Hydraulikleitung (HL1, HL2) mit mindestens einem ihrer Arbeitsräume (19a, 19b) hydraulisch mit mindestens einem Gangsteller (30, 33, 35, 38) ist, wobei die hydraulische Verbindung wahlweise mittels eines Ventils (32, 37, 40, 41) absperrbar ist.
3. Schaltgetriebe nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass die Hydraulikhauptleitungen (HL1, HL2) über ein Schaltventil (31, Fig. 2c) miteinander hydraulisch verbindbar sind, wobei das Schaltventil (31) vorzugsweise mit seinen Anschlüssen an den hydraulischen Zuleitungen zu den beiden Arbeitsräumen (19a, 19b) der Kolben-Zylinder-Einheit (19) angeschlossen ist.



4. Schaltgetriebe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der in einer Schaltgetriebeeinheit, insbesondere einer Kupplung (25, 28), gespeicherte Druck zum unterstützenden Antrieb des Kolbens der Kolben-Zylinder-Einheit verwendet wird, in dem der Druck aus der jeweiligen Schaltgetriebeeinheit über das geöffnete Ventil in der hydraulischen Zuführleitung und der zugeordneten Hydraulikhauptleitung (HL1, HL2) in den einen Arbeitsraum (19a, 19b) des Kolben-Zylinder-Einheit geleitet wird, wobei der Kolben mittels des Antriebes (1) zur Verkleinerung des anderen Arbeitsraum (19b, 19a) angetrieben wird, wodurch Hydraulikvolumen in die andere Hydraulikhauptleitung (HL2, HL1) verschoben bzw. in dieser ein Druck aufgebaut wird.
5. Schaltgetriebe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der Kolben (19d) zwei unterschiedliche Kolbenwirkflächen, insbesondere im Verhältnis zwischen 1,5: 1 bis 2,5: 1 aufweist, die die beiden Arbeitsräume (19a, 19b) begrenzen.
6. Schaltgetriebe nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, dass die unterschiedlichen Flächen des Kolbens (19d, 19e) zur Drehmomentreduzierung bei hohen Drücken, insbesondere bei Schlupfregelung einer Kupplung genutzt werden, wobei das der jeweiligen Kupplung (C1, C2) zugeordnete Ventil (24, 27) beim Druckaufbau und/oder Druckabbau in der Kupplung geöffnet ist.
7. Schaltgetriebe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der Doppelhubkolben (19d) zwei unterschiedlich große hydraulisch wirkende Kolbenflächen aufweist, und ein schneller Druckaufbau bzw. Volumenförderung über den Arbeitsraum (34b), welcher durch die größere Kolbenfläche begrenzt ist, erfolgt.
8. Schaltgetriebe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass ein Schaltventil (31) vorgesehen ist, durch welches in seiner geöffneten Stellung die beiden Arbeitsräume (34b, 34c) miteinander hydraulisch verbindbar sind, so dass zum Druckhalten oder für Kupplungsregelung bei höheren Drücken, wie z.B. bei einer Microschlupfregelung, insbesondere bei höheren Drücken, der Antrieb (1) kleiner Motord-

rehmomente und Spindelkräfte aufbringen muss, als bei geschlossenem Ventil (31).

9. Schaltgetriebe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der Druckabbau über einen Arbeitsraum der Kolben-  
5 Zylinder-Einheit (3) erfolgt und gleichzeitig ein Druckaufbau über den anderen Arbeitsraum (19b) der Kolben-Zylinder-Einheit erfolgt, oder das Volumen des Arbeitsraumes (19-19b) über Ventile (20, 22) über Ventile (20, 22) in das Vorratsbehältnis gefördert wird und somit nur Druckabbau erfolgt.
- 10 10. Schaltgetriebe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Steuereinheit zum Verstellen mindestens einer der  
15 Schaltgetriebeeinheiten (25/C1, 28/C2, 30, 33, 35, 38) den elektromotorischen Antrieb (1) ansteuert, wobei die Stellgröße für die Regelung des Antriebes (1) der Drehwinkel ( $\phi$ ) des Antriebes (1), der durch den Antrieb (1) fließende Motorstrom (i), die Kolbenposition (s) und/oder die Wegstrecke ( $A_s$ ) des Kolbens (3a, 19a) ist, und der Kolben (3a, 19d) dadurch ein benötigtes Hydraulikvolumen in oder aus mindestens einer Schaltgetriebeeinheit fördert.
- 20 11. Schaltgetriebe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der Druckabbau in einer Schaltgetriebeeinheiten (25/C1, 28/C2, 30, 33, 35, 38) durch Öffnen des der jeweiligen Schaltgetriebeeinheit (25, 28, 30, 33, 35, 38) zugeordneten Ventils (24, 27, 32, 37, 40, 41) sowie eines Ventils (20, 22), welches die Hydraulikhauptleitung (HL1, HL2) mit dem Vorratsbehältnis (6) verbindet, erfolgt.
- 25 12. Schaltgetriebe nach Anspruch 11, dadurch gekennzeichnet, dass die Druckregelung beim Druckab- und/oder -aufbau in einer Schaltgetriebeeinheit (25, 28, 30, 33, 35, 38) unter Verwendung des Signals eines der jeweiligen Schaltgetriebeeinheit (25, 28, 30, 33, 35, 38) zugeordneten Sensors (43, 42, 26, 29, 31, 34, 36, 39) erfolgt.
- 30 13. Schaltgetriebe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass mindestens eine Kupplung mittels eines Kühlmediums

gekühlt wird, wobei das Kühlmedium mittels des Antriebes (1) oder eines gesonderten Antriebes (47), welcher insbesondere eine Pumpe (44) antreibt, gefördert wird.

- 5 14. Schaltgetriebe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass ein weiterer Kolben (50d) vorgesehen ist, der zwei Arbeitsräume (50a, 50b) abdichtend voneinander unterteilt, wobei die Arbeitsräume (50a, 50b) über Hydraulikleitungen (HLK1, HLK2) mit Nasskupplungen (LKI, LK2) zu deren Kühlung verbunden sind, wobei das
- 10 aus den Arbeitsräumen (50a, 50b) herausgepumpte Fluid über die Nasskupplungen (LKI, LK2) zurück in ein Vorratsbehältnis (51) gelangt und über Ansaugleitungen und Rückschlagventile (48, 49) vom Vorratsbehältnis (51) in die Arbeitsräume angesaugt wird.
- 15 15. Schaltgetriebe nach Anspruch 14, dadurch gekennzeichnet, dass der Antrieb (1) den weiteren Kolben (50d) antreibt, insbesondere der Kolben (19d) über eine Kolbenstange (50c) mit dem weiteren Kolben (50d) verbunden ist, insbesondere starr verbunden ist.
- 20 16. Schaltgetriebe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass zum Verstellen eines Gangstellers eine vorbestimmte Menge an Hydraulikmedium (Volumensteuerung) über das dem Gangsteller (30, 33, 35, 38) zugeordnete Ventil (32, 37, 40, 41) in den jeweiligen ersten Arbeitsraum (30a, 33a, 35a, 38a) des Gangstellers (30, 33, 35, 38) von einem Arbeitsraum (19a, 19b) in den Gangsteller gefördert wird und gleichzeitig vom anderen Arbeitsraum (19b, 19a) Hydraulikmedium aufgenommen und/oder über ein Ventil (20,22) in den Vorratsbehälter
- 25 (6) abgelassen wird.
17. Schaltgetriebe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Regelung für den Antrieb (1) mindestens ein Kennfeld, insbesondere in Form einer Druck-Volumen-Kennlinie, verwendet.
- 30 18. Schaltgetriebe nach Anspruch 16 oder 17, dadurch gekennzeichnet, dass die Regelung ein Model zur Druckberechnung verwendet, wobei das Mo-

del zur Ermittlung der Stellgröße für den Antrieb (1) für einen in einer Kupplungseinheit (25, 28) einzuregelnden Druck den Motorstrom (i), die Kupplungsfedersteifigkeit und optional den Motorwinkel ( $\phi$ ) berücksichtigt.

- 5 19. Schaltgetriebe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass das Schaltgetriebe mindestens ein Drucksensor (41, 42, 43) zum Abgleich für die Regelung aufweist oder zur Drucksteuerung des Kupplungsdruckes insbesondere beim Druckabbau über Ventile (20, 22, 24, 27).
- 10 20. Schaltgetriebe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass von der Hydraulikleitung (HL, HL1, HL2) mindestens eine hydraulische Zuführleitung (HL7a, HL10a, HL11a, HL25a, HL28a, HL30a, HL33a, HL35a, HL38a) abzweigt oder diese verlängert, welche die  
15 Hydraulikhauptleitung mit dem einen ersten Arbeitsraum (7a, 10a, 11a, 25a, 28a, 30a, 33a, 35a, 38a) einer Schaltgetriebeeinheit verbindet, wobei zum wahlweisen Absperrern der hydraulischen Zuführleitung in dieser ein schaltbares Ventil (9, 16, 18, 24, 27, 32, 37, 40, 41), insbesondere 2/2-Wege-Ventil, angeordnet ist.
- 20 21. Schaltgetriebe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der erste Arbeitsraum (25a, 28a, 30a, 33a, 35a, 38a) einer Schaltgetriebeeinheit (25, 28, 30, 33, 35, 38) über eine hydraulische Zuführleitung (HL25a, HL28a, HL30a, HL33a, HL35a, HL38a) mit einer hydraulischen Hauptleitung (HL1, HL2) in Verbindung ist und der  
25 Schaltgetriebeeinheit (25, 28, 30, 33, 35, 38) über eine weitere hydraulische Zuführleitung (HL25b, HL28b, HL30b, HL33b, HL35b, HL38b) mit der anderen hydraulischen Hauptleitung (HL1, HL2) in Verbindung ist, wobei in einer oder in beiden Zuführleitungen, besonders bevorzugt nur in einer Zuführleitung, ein schaltbares Ventil zum Wahlweisen Öffnen und  
30 Absperrern der Zuführleitung angeordnet ist.
22. Schaltgetriebe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass mindestens eine, vorzugsweise alle Schaltgetriebe-

einheiten (25, 28, 30, 33, 35, 38) einen Positionssensor bzw. Stellungssensor (26, 29, 31, 34, 36, 39) aufweisen.

23. Schaltgetriebe nach Anspruch 22, dadurch gekennzeichnet, dass die Signale des Positions- bzw. Stellungssensors (26, 29, 31, 34, 36, 39) zur  
5 Regelung des Antriebes (1) und/oder zur Kalibrierung der Regelung und/oder des Simulationsmodells verwendet werden.
24. Schaltgetriebe nach Anspruch 22 oder 23, dadurch gekennzeichnet, dass der Druckabbau in einer Schaltgetriebeeinheit über die hydraulische Zuführleitung und die Hydraulikhauptleitung erfolgt, wobei das in der hydraulischen Zuführleitung angeordnete Schaltventil (24, 27, 32, 37, 40,  
10 41) unter Auswertung des Signals des Positions- bzw. Stellungssensors (26, 29, 31, 34, 36, 39) zum Druckabbau angesteuert wird, insbesondere für eine vorbestimmte Zeit oder mittels PWM geöffnet wird.
25. Schaltgetriebe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der Positions- bzw. Stellungssensors (26, 29, 31, 34,  
15 36, 39), insbesondere bei Gangstellern, diskret ausgebildet ist, insbesondere ein Hall-Schalter ist, welcher in der Regelung nur zur Überprüfung von Positionen von Gang- und Kupplungssteller oder für die Leckage-Diagnose genutzt wird.
- 20 26. Schaltgetriebe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass mindestens zwei Schaltgetriebeeinheiten im Multiplexbetrieb gleichzeitig verstellt werden, wobei die Verstellung jeder Schaltgetriebeeinheit in kleinen Teilschritten erfolgt, die abwechselnd für jede Schaltgetriebeeinheit durchgeführt werden.
- 25 27. Schaltgetriebe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass das Schaltgetriebe lediglich zwei Kupplungssteller (25, 28) aufweist, insbesondere für Zweigangetriebe ohne Gangsteller für reine Elektrofahrzeuge.

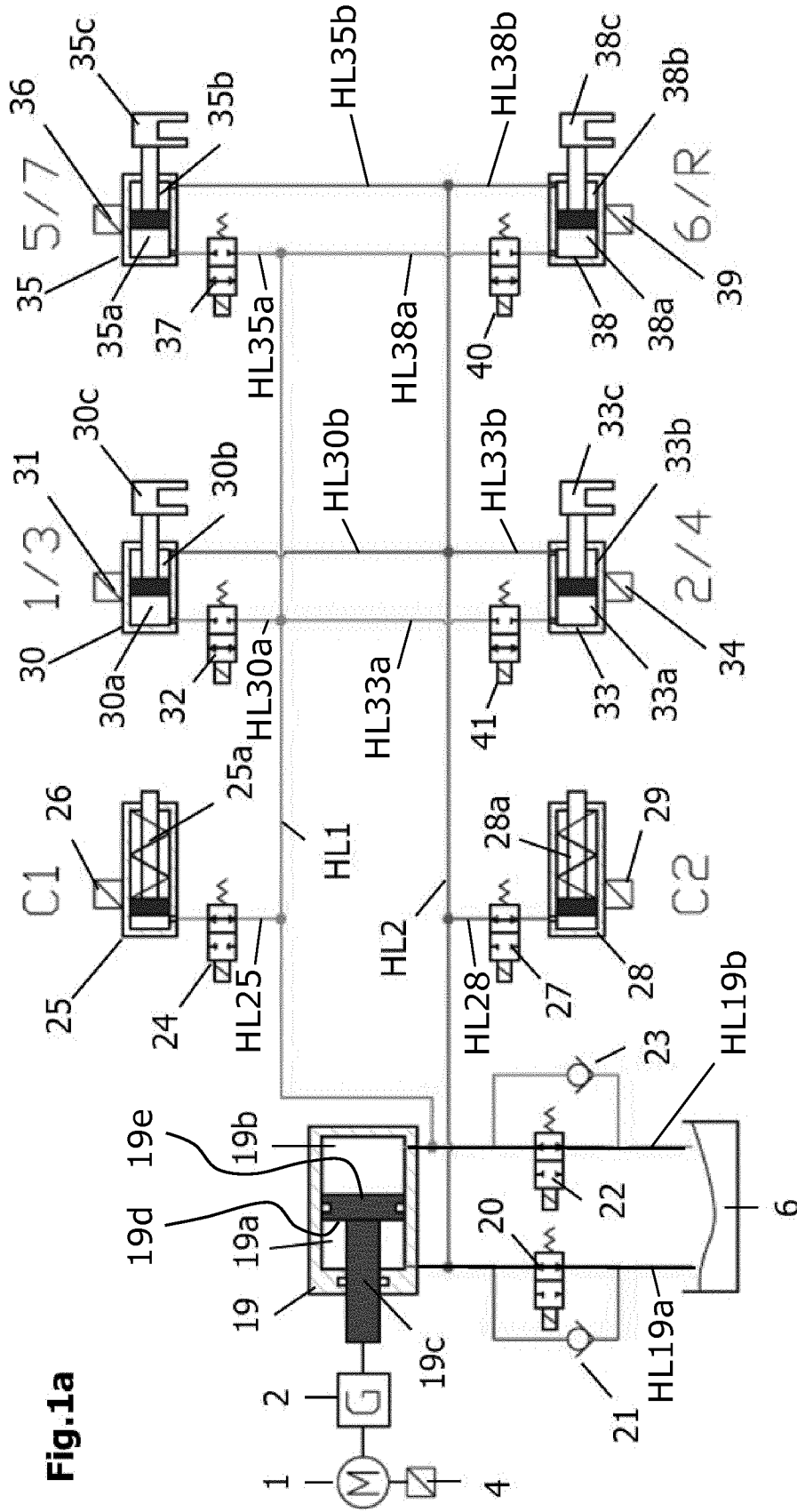
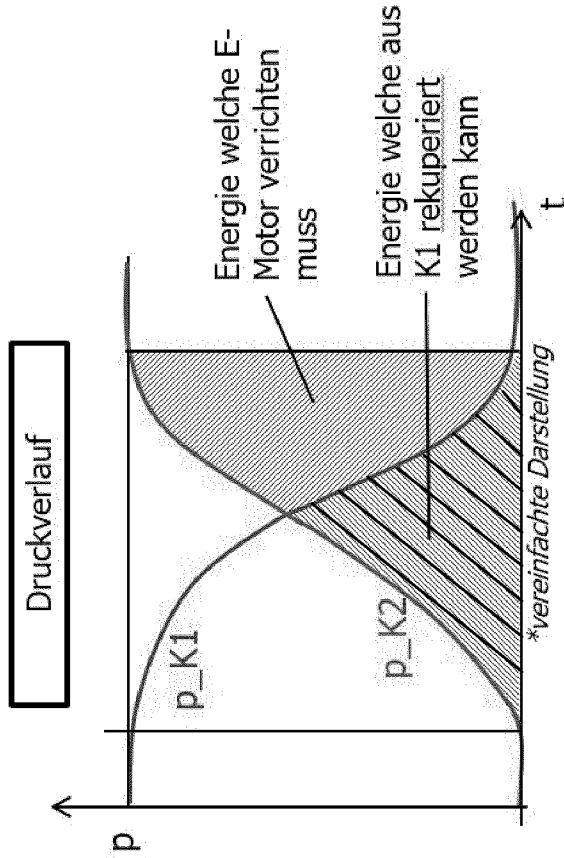


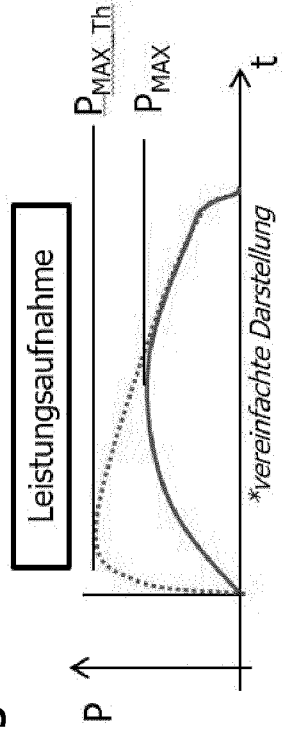
Fig.1a



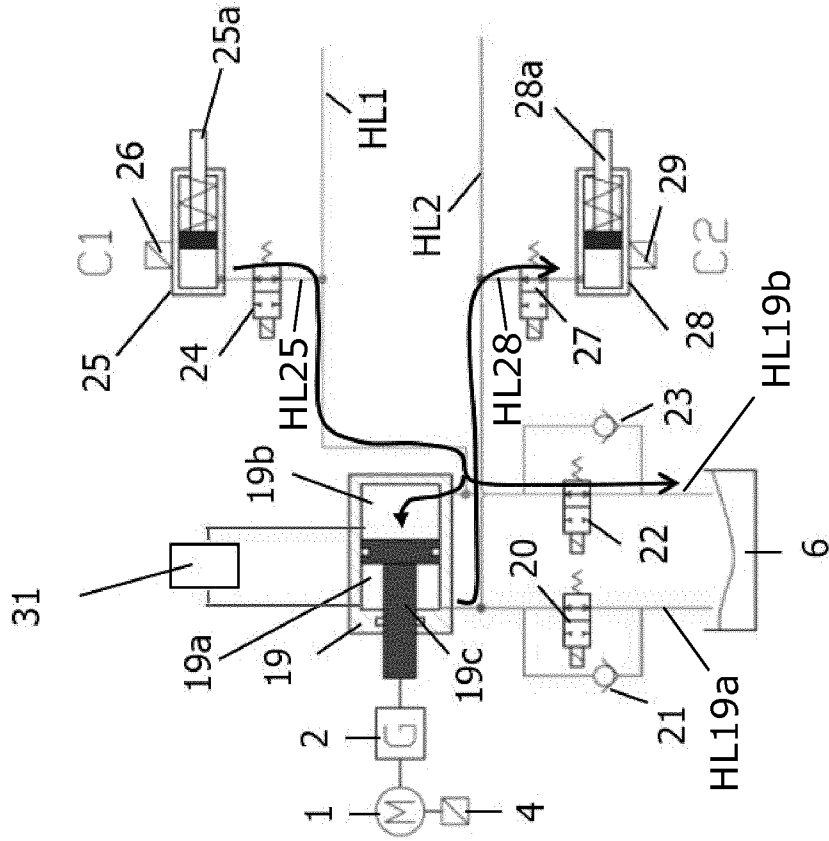
**Fig. 1d**



**Fig. 1e**



**Fig. 1c**





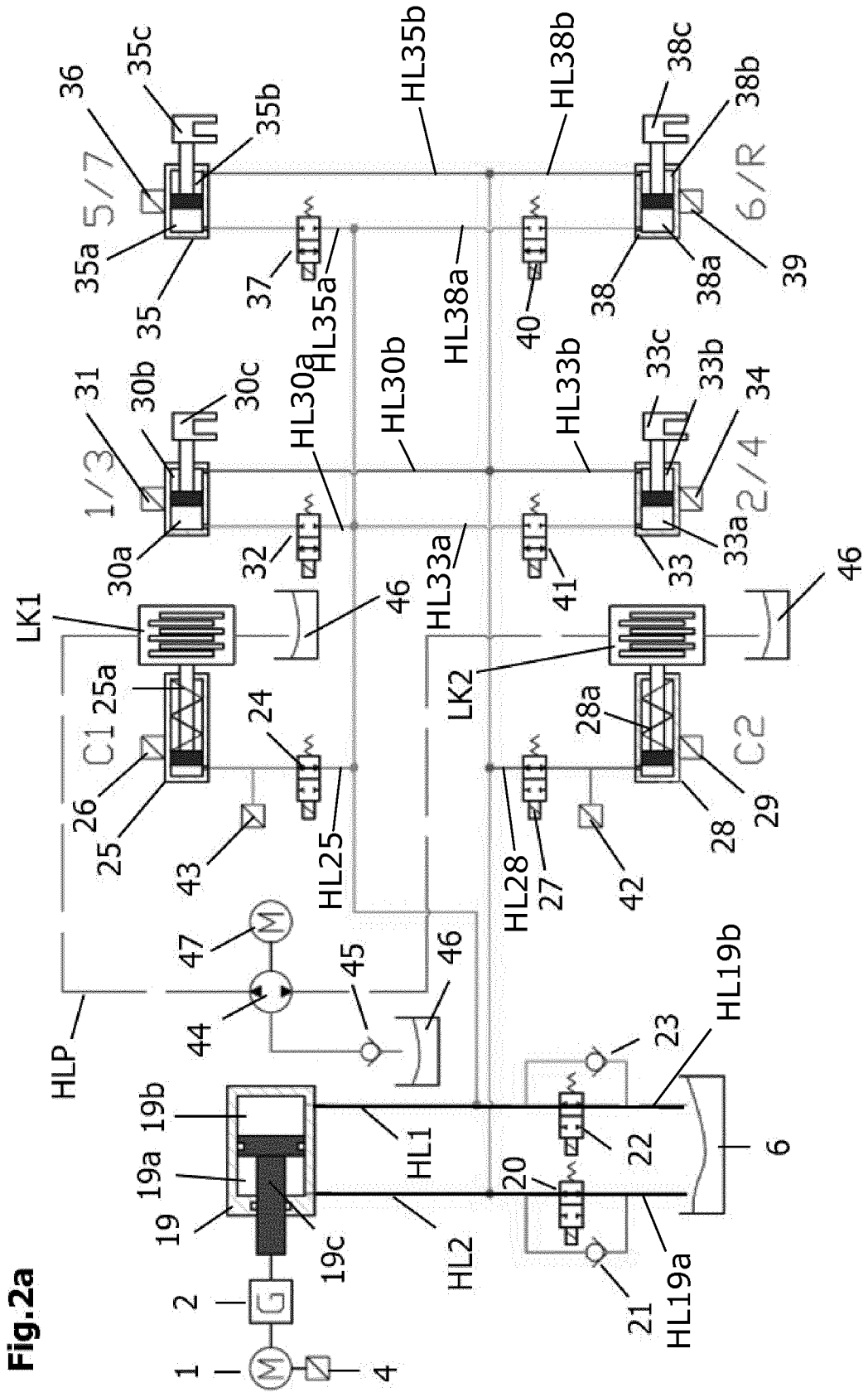


Fig.2a

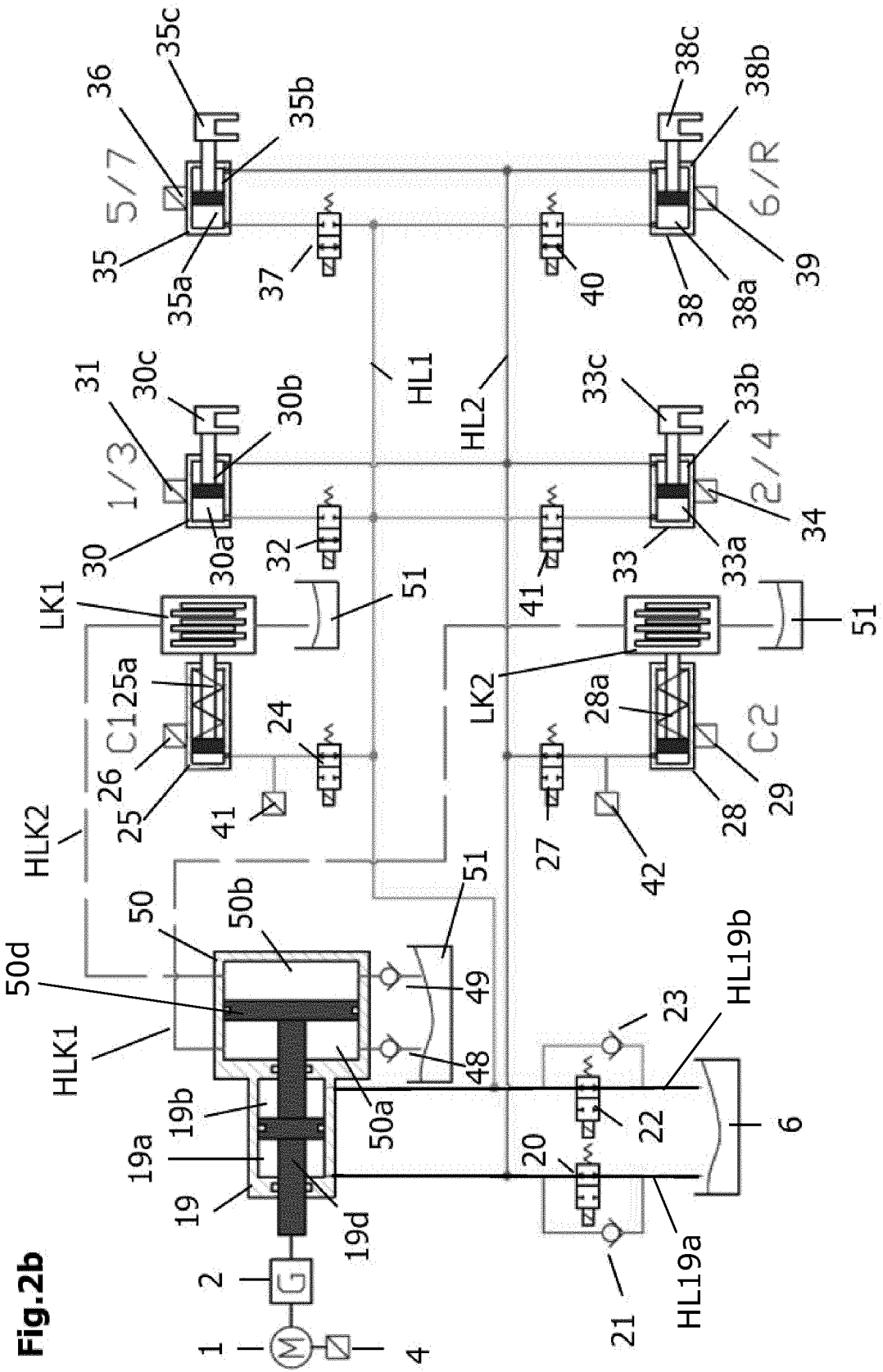


Fig.2b

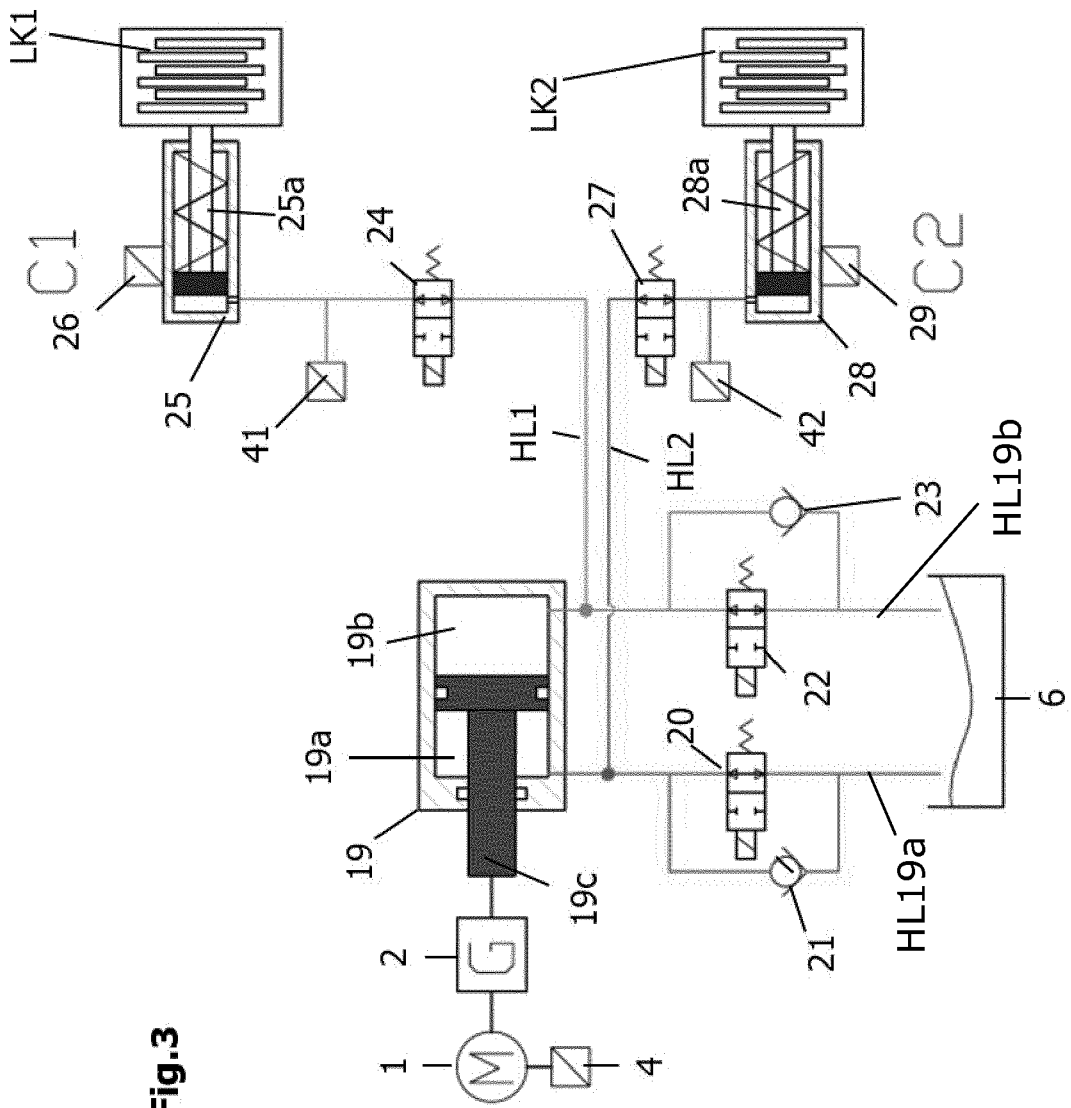


Fig.3

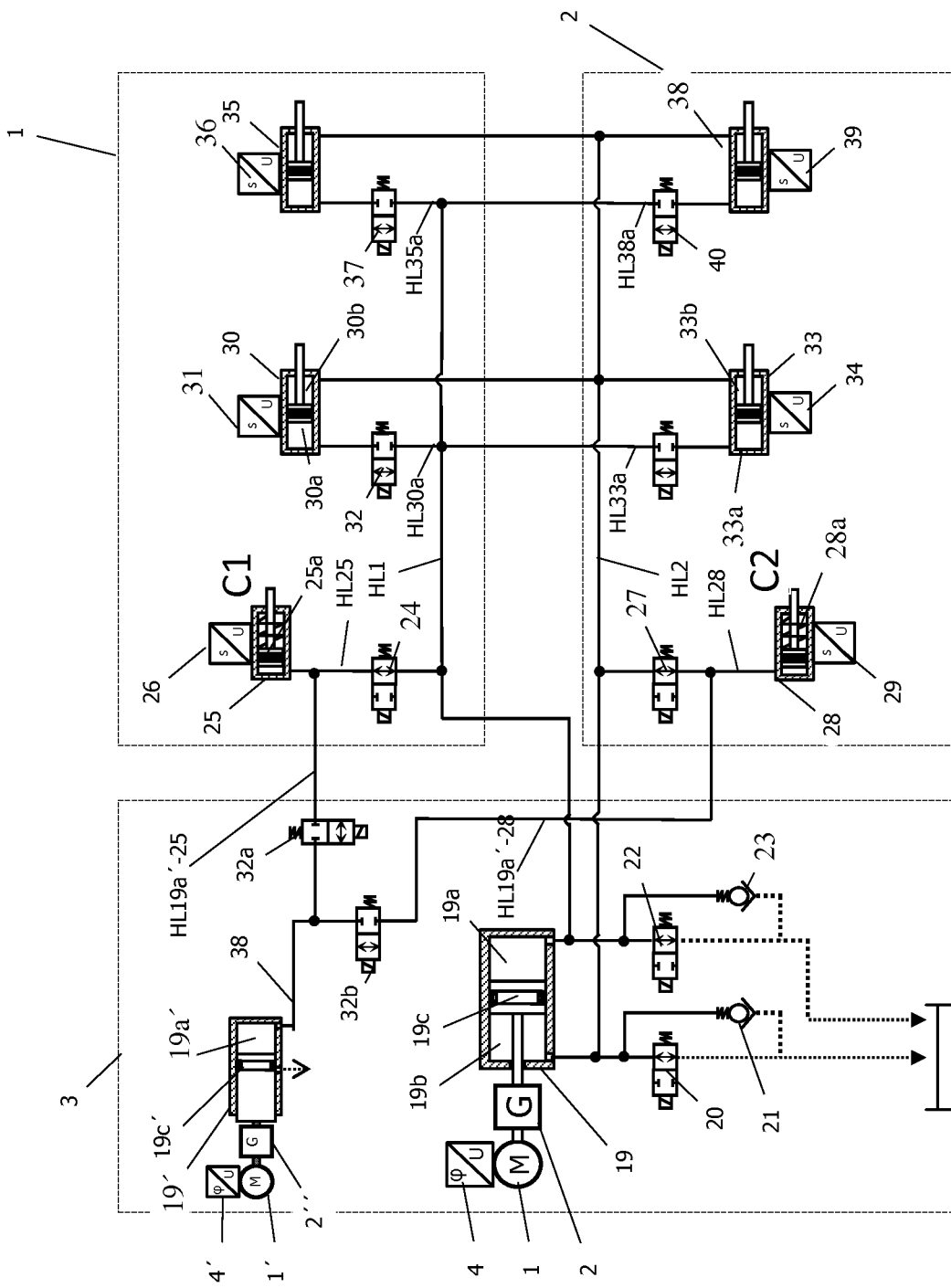


Fig. 4

**INTERNATIONAL SEARCH REPORT**

International application No  
PCT/EP2017/054642

**A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER**  
 INV. F16H61/02 F16H57/04 F16H63/02  
 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)  
 F16H

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	wo 2015/036623 A2 (IPGATE AG [CH]) 19 March 2015 (2015-03-19)	1, 3, 5, 7, 8, 17, 19, 27
Y	figures la, lb, 7, 8 claim 1 page 3, line 22 - line 29 page 10, line 10 - line 14 page 10, line 21 - line 25 page 12, line 20 - line 21 page 17, line 24 - line 28 page 18, line 27 - line 30 page 24, line 13 page 24, line 22 - line 23 ----- -/--	2, 4, 6, 9 , 12, 13 , 16, 20-22 , 25, 26

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  4 May 2017	Date of mailing of the international search report  12/05/2017
-----------------------------------------------------------------------------	----------------------------------------------------------------------

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  Gubovits, János
----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------	-------------------------------------------

## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No

PCT/EP2017/054642

C(Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to Claim No.
Y	DE 10 2006 038446 AI (LSP INNOVATIVE AUTOMOTIVE SYS [DE]) 21 February 2008 (2008-02-21) cited in the application figure 1 claim 6 Paragraph [0016] Paragraph [0046] - Paragraph [0048] Paragraph [0057]	2,4,6, 12,13, 16,20, 22,25,26
Y	DE 10 2006 014280 AI (CONTINENTAL TEVES AG & CO OHG [DE]) 2 August 2007 (2007-08-02) figures 1, 2	9,21

# INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International application No

PCT/EP2017/054642

Patent document cited in search report	Publication date	Patent family member(s)	Publication date
WO 2015036623 A2	19-03-2015	CN 105636841 A	01-06-2016
		EP 3046815 A2	27-07-2016
		JP 2016530165 A	29-09-2016
		KR 20160056929 A	20-05-2016
		US 2016221562 AI	04-08-2016
		WO 2015036623 A2	19-03-2015
-----			
DE 102006038446 AI	21-02-2008	NONE	
-----			
DE 102006014280 AI	02-08-2007	NONE	
-----			

**A. KLASSIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES**  
 INV. F16H61/02 F16H57/04 F16H63/02  
 ADD.

Nach der Internationalen Patentklassifikation (IPC) oder nach der nationalen Klassifikation und der IPC

**B. RECHERCHIERTE GEBIETE**

Recherchiertes Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole )  
 F16H

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	wo 2015/036623 A2 (IPGATE AG [CH]) 19. März 2015 (2015-03-19)	1, 3, 5, 7, 8, 17, 19, 27
Y	Abbildungen la, lb, 7, 8 Anspruch 1 Seite 3, Zeile 22 - Zeile 29 Seite 10, Zeile 10 - Zeile 14 Seite 10, Zeile 21 - Zeile 25 Seite 12, Zeile 20 - Zeile 21 Seite 17, Zeile 24 - Zeile 28 Seite 18, Zeile 27 - Zeile 30 Seite 24, Zeile 13 Seite 24, Zeile 22 - Zeile 23 ----- -/-	2, 4, 6, 9, 12, 13, 16, 20-22, 25, 26

Weitere Veröffentlichungen sind der Fortsetzung von Feld C zu entnehmen  Siehe Anhang Patentfamilie

\* Besondere Kategorien von angegebenen Veröffentlichungen :

"A" Veröffentlichung, die den allgemeinen Stand der Technik definiert, aber nicht als besonders bedeutsam anzusehen ist

"E" frühere Anmeldung oder Patent, die bzw. das jedoch erst am oder nach dem internationalen Anmeldedatum veröffentlicht worden ist

"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)

"O" Veröffentlichung, die sich auf eine mündliche Offenbarung, eine Benutzung, eine Ausstellung oder andere Maßnahmen bezieht

"P" Veröffentlichung, die vor dem internationalen Anmeldedatum, aber nach dem beanspruchten Prioritätsdatum veröffentlicht worden 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

"X" Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann allein aufgrund dieser Veröffentlichung nicht als neu oder auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden

"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

"&" Veröffentlichung, die Mitglied derselben Patentfamilie ist

Datum des Abschlusses der internationalen Recherche

4. Mai 2017

Absendedatum des internationalen Recherchenberichts

12/05/2017

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

Gubovits, János



C. (Fortsetzung) ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN		
Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
Y	DE 10 2006 038446 AI (LSP INNOVATIVE AUTOMOTIVE SYS [DE]) 21. Februar 2008 (2008-02-21) in der Anmeldung erwähnt Abbildung 1 Anspruch 6 Absatz [0016] Absatz [0046] - Absatz [0048] Absatz [0057] -----	2,4,6, 12,13, 16,20, 22,25,26
Y	DE 10 2006 014280 AI (CONTINENTAL TEVES AG & CO OHG [DE]) 2. August 2007 (2007-08-02) Abbildungen 1, 2 -----	9,21

**INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT**

Angaben zu Veröffentlichungen, die zur selben Patentfamilie gehören

Internationales Aktenzeichen

PCT/EP2017/054642

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument	Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
WO 2015036623 A2	19-03-2015	CN 105636841 A	01-06-2016
		EP 3046815 A2	27-07-2016
		JP 2016530165 A	29-09-2016
		KR 20160056929 A	20-05-2016
		US 2016221562 AI	04-08-2016
		WO 2015036623 A2	19-03-2015
-----			
DE 102006038446 AI	21-02-2008	KEINE	
-----			
DE 102006014280 AI	02-08-2007	KEINE	
-----			