

(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
10. Oktober 2019 (10.10.2019)



(10) Internationale Veröffentlichungsnummer
WO 2019/192984 A1

(51) Internationale Patentklassifikation:

F04D 13/14 (2006.01) *F01P 5/10* (2006.01)
F04D 15/00 (2006.01)

(21) Internationales Aktenzeichen: PCT/EP2019/058240

(22) Internationales Anmeldedatum:
02. April 2019 (02.04.2019)

(25) Einreichungssprache: Deutsch

(26) Veröffentlichungssprache: Deutsch

(30) Angaben zur Priorität:
10 2018 107 776.9
03. April 2018 (03.04.2018) DE

(71) Anmelder: **NIDEC GPM GMBH** [DE/DE]; Schwarzbacher Str. 28, 98673 Auengrund OT Merbelsrod (DE).

(72) **Erfinder: KELLNER, Steffen**; Milbitz 14, 07407 Remda-Teichel (DE). **SCHUNK, Sandro**; Gartenstraße 18, 98646 Hildburghausen (DE).

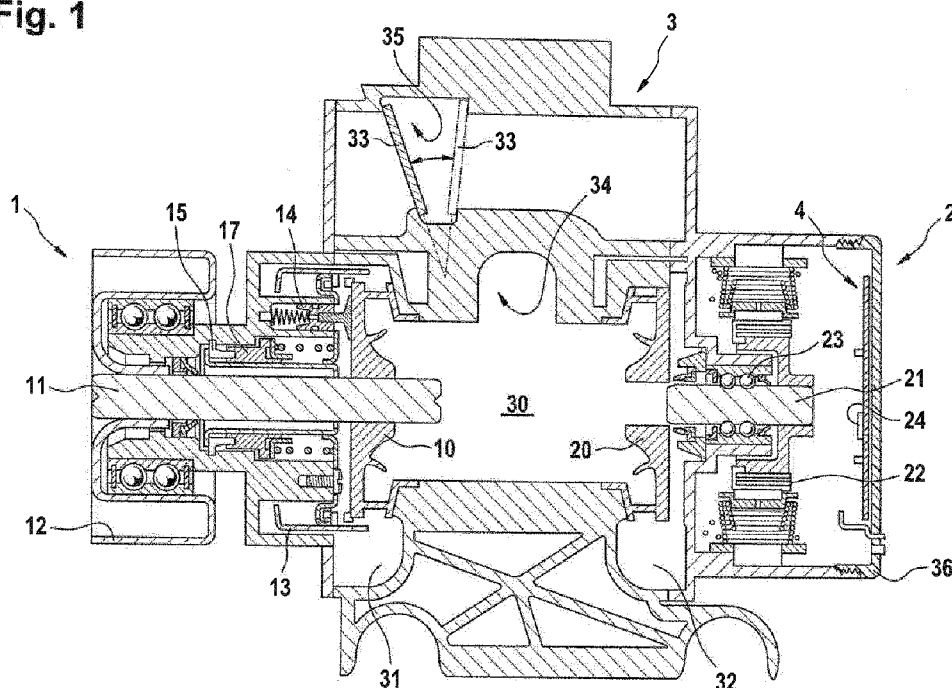
(74) **Anwalt: KUHNEN & WACKER PATENT- UND RECHTSANWALTSBÜRO PARTG MBB**; Prinz-Ludwig-Straße 40A, 85354 Freising (DE).

(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, DJ, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JO, JP, KE, KG, KH, KN, KP, 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,

(54) **Title:** HYBRID DRIVEN DOUBLE PUMP

(54) **Bezeichnung:** HYBRIDANGETRIEBENE DOPPELPUMPE

Fig. 1



(57) **Abstract:** The invention relates to a hybrid driven double pump for conveying a coolant for an internal combustion engine. The double pump according to the invention has: a first pump assembly (1) having a first pump impeller (10), a first spiral housing (31) and a first pump shaft (11), which is driven via a mechanical drive connection by an internal combustion engine; a second pump assembly (2) having a second pump impeller (20), a second spiral housing (32), a second pump shaft (21) and an electric drive (22); a common pump housing (3), which encloses the first pump assembly (1) and the second pump assembly (2), having a common pump inlet (34) and a common pump outlet (35); and a valve (33), which is arranged in a freely pivoting manner between an outlet of the first spiral housing (31) and an outlet of the second spiral housing (32) such that a direct flow connection between the first spiral housing (31)



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)

and the second spiral housing (32) is blocked.

(57) Zusammenfassung: Es wird eine hybridangetriebene Doppelpumpe zur Förderung eines Kühlmittels für eine Verbrennungsmaschine vorgeschlagen. Die Doppelpumpe weist auf: eine erste Pumpenbaugruppe (1) mit einem ersten Pumpenlaufrad (10), einem ersten Spiralgehäuse (31) und einer ersten Pumpenwelle (11), die durch eine mechanische Antriebsverbindung von einer Verbrennungsmaschine angetrieben wird; eine zweite Pumpenbaugruppe (2) mit einem zweiten Pumpenlaufrad (20), einem zweiten Spiralgehäuse (32), einer zweiten Pumpenwelle (21) und einem elektrischen Antrieb (22); ein gemeinsames Pumpengehäuse (3), das die erste Pumpenbaugruppe (1) und die zweite Pumpenbaugruppe (2) umschließt, mit einem gemeinsamen Pumpeneinlass (34) und einem gemeinsamen Pumpenauslass (35); und eine Klappe (33), die zwischen einem Austritt des ersten Spiralgehäuses (31) und einem Austritt des zweiten Spiralgehäuses (32) frei schwenkbar derart angeordnet ist, dass eine direkte Strömungsverbindung zwischen dem ersten Spiralgehäuse (31) und dem zweiten Spiralgehäuse (32) gesperrt wird.

Beschreibung

Hybridangetriebene Doppelpumpe

5

Die Erfindung betrifft eine hybridangetriebene Doppelpumpe zur Förderung eines Kühlmittels für eine Verbrennungsmaschine.

10 Aus dem Stand der Technik sind zahlreiche elektrisch angetriebene Hilfsaggregate für eine Verbrennungsmaschine bekannt. Der elektrische Antrieb an Pumpen ermöglicht eine flexiblere Steuerung und Reaktionsmöglichkeiten in Bezug auf Betriebsparameter einer Verbrennungsmaschine, wobei insbesondere eine Förderleistung unabhängig von einer Maschinendrehzahl und beispielsweise in Abhängigkeit einer Last der Verbrennungsmaschine betrieben werden kann. Hierdurch wird im Teillastbereich der Verbrennungsmaschine sowie in bestimmten Fahrzuständen eines Fahrzeugs eine Leistungsein-
15 sparungen an Hilfsaggregaten erzielt, wodurch die Kraftstoffeffizienz verbessert und die Emissionen eines Fahrzeugs gesenkt werden.

Die Elektrifizierung von Hilfsaggregatsantrieben geht jedoch auch mit Kompromissen einher, um einem Ausfallszenario des von der Verbrennungsmaschine separaten Antriebs Rechnung zu tragen oder ausreichende Leistungsreserven unter maximaler Anforderung an eine Kühlleistung sicherzustellen. So hat der Ausfall des Elektromotors einer Kühlmittelpumpe oder von dessen Leistungsversorgung unumgänglich einen darauffolgenden Zwangsstopp der Verbrennungsmaschine zur Konsequenz, um thermische Folgeschäden im gesamten System zu vermeiden. Ferner muss der elektrische Antrieb auf eine
25 Nennleistung ausgelegt werden, die zuverlässig Spitzenlasten des Kühlsystems abdeckt, die in der Gesamtdauer eines Normalbetriebs nur selten auftreten, bzw. lediglich unter besonderen Belastungen der Verbrennungsmaschine und außergewöhnlichen äußeren Bedingungen erlangt werden.

30

Die Größe, das Gewicht und die Kosten von Elektromotoren nehmen mit der Nennleistung zu, wobei Varianten, die ein akzeptables Leistungsverhältnis durch kompakte

Konstruktion und Leichtbau kompensieren, mit einem überproportionalen Kostenanstieg verbunden sind. Dies trifft gerade für bürstenlose permanent erregte Motoren zu, welche die Qualitätsstandards im Automotive-Bereich erfüllen. Somit steht einer sicherheitsorientierten Auslegung des elektrischen Antriebs insbesondere der Aspekt eines hohen Kostenfaktors im Hinblick auf die Wirtschaftlichkeit einer Produktion großer Stückzahlen entgegen.

Aus dem Stand der Technik sind ebenfalls sogenannte Hybridpumpen bekannt, die den Problemstellungen von rein elektrisch oder rein mechanisch angetriebenen Pumpen entgegentreten. Durch die Kombination eines elektrischen Motors und eines herkömmlichen Riemenantriebs zu einer Ausgangswelle der Verbrennungsmaschine wird die Ausfallsicherheit erhöht, während die Auslegung des elektrischen Antriebs auf eine durchschnittliche Belastung erfolgen kann. Ferner kann beispielsweise während eines Stopps der Verbrennungsmaschine, insbesondere bei Fahrzeugen mit einer Start-Stopp-Automatik eine Zirkulation des Kühlmittels fortgeführt werden.

Derartige Bauformen von Hybridpumpen sind jedoch oftmals mit dem Nachteil behaftet, dass der elektrische Motor im abgeschalteten Zustand von dem mechanischen Antrieb mitgeschleppt werden muss. Beim Mitschleppen eines abgeschalteten Elektromotors tritt eine Verlustleistung auf um Rastmomenten durch magnetische Felder zwischen den Polen des Motorrotors und des Stators zu überwinden. Die Verbrennungsmaschine muss daher in einem mechanischen Betriebsmodus eines derartigen Hybridantriebs mehr Leistung als bei einem rein mechanischen Antrieb aufbringen, wodurch die Kraftstoffeffizienz des Fahrzeugs beeinträchtigt wird. Andere Hybridpumpen sind mit einer Kuppelung, insbesondere eine Magnetkupplung ausgestattet, die einen großen Bauraum erfordert und einen hohen Kostenanteil an der Hybridpumpe verursacht.

Einen vergleichsweise kompakten und günstigen Aufbau offenbart die Patentanmeldung DE 10 2017 118 264 A1 derselben Anmelderin, die zum Anmeldetag der vorliegenden Offenbarung noch unveröffentlicht ist. Sie beschreibt einen Hybridantrieb für ein Kühlmittelpumpe, bei der eine Riemenscheibe und ein Elektromotor jeweils mittels einer separat zugeordneten Einwegkupplung, die in einer Antriebsdrehrichtung eingreift und in

einer entgegengesetzten Drehrichtung freiläuft, mit der Pumpenwelle einer regelbaren Pumpenbaugruppe gekoppelt sind.

Derartige Hybridpumpen mit Kupplung sind allerdings in einer maximalen Förderleistung, beispielsweise in einem kombinierten Antriebsmodus, auf eine volumetrische Effizienz beschränkt, die sich aus der Dimensionierung des Pumpenlaufrads bzw. der Pumpenbaugruppe ergibt.

Im Hinblick auf größere Maximalleistungen offenbart die WO 2015/187079 A1 eine Anordnung eines Kühlsystems, in der zusätzlich zu einer mechanisch angetriebenen Kühlmittelpumpe eine elektrische Kühlmittelpumpe vorgesehen ist, die in einer Bypassleitung zu der mechanisch angetriebenen Kühlmittelpumpe angeordnet ist. Am Ende der Bypassleitung ist eine federbelastete Ventilklappe angeordnet, die eine ausgangsseitige Leitung von der mechanisch angetriebenen Kühlmittelpumpe zu einer Einmündung eines Ende des Bypasses gegen einen Rückfluss sperrt, wenn die elektrische Kühlmittelpumpe abgeschaltet ist. Das System erfordert einen entsprechend großen Bauraum und eignet sich demnach vornehmlich für Nutzfahrzeuge oder ähnlich große Antriebe mit Verbrennungsmaschine.

Die DE 10 2011 001 090 A1 offenbart ein vergleichsweise kompakteres Kühlsystem für Kraftfahrzeuge, bei dem eine mechanisch angetriebene, regelbare Hauptkühlmittelpumpe und eine kleinere elektrisch angetriebene Sekundärkühlmittelpumpe als eine kombinierte Vorrichtungseinheit verbunden sind. Dabei ist die elektrische Sekundärkühlmittelpumpe wiederum als Bypass zur der Hauptkühlmittelpumpe angeordnet, sodass ein Einlass und ein Auslass der elektrischen Sekundärkühlmittelpumpe vor bzw. nach der Hauptkühlmittelpumpe mit einer Hauptförderstrecke der Hauptkühlmittelpumpe verbunden sind. In der elektrischen Sekundärkühlmittelpumpe ist ein Regelschieber vorgesehen, der zur Vermeidung von einem Rückfluss durch den Bypass genutzt wird, wenn die Sekundärkühlmittelpumpe abgeschaltet ist. Mit Blick auf den Pumpenaufbau verbleibt dennoch Raum für Verbesserungen bei der Integration von leistungsfähigen und leistungsvariablen Hybridpumpenkonzepten.

DE 10 2012 214 503 A1 offenbart eine Rotationspumpe mit verstellbaren Fördervolumen, umfassend (a) ein Gehäuse mit einer ersten Gehäusestruktur und einer zweiten Gehäusestruktur, (b) eine Förderkammer mit einer von der ersten Gehäusestruktur gebildeten ersten Kammerwand, einer von der zweiten Gehäusestruktur gebildeten zweiten Kammerwand, einem Einlass für ein Fluid in einem Niederdruckbereich und einem Auslass für das Fluid in einem Hochdruckbereich, (c) ein in der Förderkammer um eine Drehachse drehbares Pumpenrad (d) und eine Andrückeinrichtung zur Erzeugung einer Andrückkraft, (e) wobei die zweite Gehäusestruktur relativ zur ersten Gehäusestruktur aus einer ersten Position gegen die Andrückkraft in eine zweite Position beweglich ist und in der zweiten Position zwischen der ersten Kammerwand und der zweiten Kammerwand ein Spalt besteht (f) und Fluid durch den Spalt aus der Förderkammer unter Umgehung des Einlasses und des Auslasses entweichen oder im Spalt innerhalb der Förderkammer eine die Förderleistung der Rotationspumpe reduzierende Zirkulation des Fluids entsteht.

15

Demnach besteht eine Aufgabe der Erfindung darin, eine hybridangetriebene Kühlmittelpumpe mit einem kompakten Aufbau schaffen, die eine hohe maximale Förderleistung und ein breites volumetrisch effizientes Förderleistungsspektrum aus den Antriebsleistungen ermöglicht.

20

Die Aufgabe wird durch eine hybridangetriebene Doppelpumpe zur Förderung eines Kühlmittels für eine Verbrennungsmaschine mit den Merkmalen des Anspruchs 1 gelöst.

Die hybridangetriebene Doppelpumpe zeichnet sich erfindungsgemäß dadurch aus, dass sie aufweist: eine erste Pumpenbaugruppe mit einem ersten Pumpenlaufrad, einem ersten Spiralgehäuse und einer ersten Pumpenwelle, die durch eine mechanische Antriebsverbindung von der Verbrennungsmaschine angetrieben wird; eine zweite Pumpenbaugruppe mit einem zweiten Pumpenlaufrad, einem zweiten Spiralgehäuse, einer zweiten Pumpenwelle und einem elektrischen Antrieb; ein gemeinsames Pumpengehäuse, das die erste Pumpenbaugruppe und die zweite Pumpenbaugruppe umschließt, mit einem gemeinsamen Pumpeneinlass und einem gemeinsamen Pumpenauslass; und eine Klappe,

30

die zwischen einem Austritt des ersten Spiralgehäuses und einem Austritt des zweiten Spiralgehäuses frei schwenkbar derart angeordnet ist, dass eine direkte Strömungsverbindung zwischen dem ersten Spiralgehäuse und dem zweiten Spiralgehäuse gesperrt wird.

- 5 Die Erfindung sieht somit erstmals eine Doppelpumpe für ein Kühlmittel vor, die zwei verschiedene Antriebe aufweist und ein Pumpengehäuse mit einem Pumpeneinlass und einem Pumpenauslass gemeinsam umfasst.

- 10 Der erfindungsgemäße Pumpenaufbau weist im Vergleich zu Systemen mit einer mechanischen und einer elektrischen Kühlmittelpumpe eine kompaktere Integration der zwei Pumpenbaugruppen auf. Dabei ist je nach anwendungsspezifischer Auslegung sowohl eine unterschiedliche als auch eine gleichgroße Dimensionierung der Pumpenbaugruppen bzw. ein asymmetrischer oder symmetrischer Pumpenaufbau möglich.

- 15 Durch den gemeinsamen Pumpeneinlass und Pumpenauslass wird das Leitungssystem vereinfacht, da zusammenführende Leitungsabschnitte entfallen und es werden Installationskosten sowie Bauraum eingespart.

- 20 Neben der Verringerung des Bauraums und den Vereinfachungen seitens des Kühlsystems wird eine hohe Förderleistung ermöglicht, da im Bedarfsfall beide Pumpenbaugruppen zugleich mit maximaler Antriebsleistung betrieben werden können, sodass sich bei ausreichend gewählten gemeinsam genutzten Strömungsquerschnitten eine im Wesentlichen aufaddierte maximale Förderleistung ergibt.

- 25 Ferner wird es ermöglicht, eine angeforderte Gesamtförderleistung durch eine beliebige Aufteilung der Teilförderleistungen zwischen den beiden Pumpenbaugruppen zu realisieren. Dadurch wird ebenso eine Aufteilung der Gesamtantriebsleistung auf jeweilige Teilantriebsleistungen ermöglicht. Es entstehen steuerungstechnische Optimierungspotenziale der freien Aufteilungsverhältnisse zwischen einer jeweiligen volumetrischen Effizienz der beiden Pumpenbaugruppen und eines jeweiligen effizienten Drehzahlbereichs der beiden Antriebe.
- 30

Die Klappe, deren Position lediglich durch ein Anströmungsverhältnis zwischen den beiden Pumpenbaugruppen beeinflusst wird, bietet ein einfaches konstruktives Mittel, um einen Rückfluss durch eine der beiden Pumpenbaugruppen selbsttätig zu vermeiden, wenn eine der beiden Pumpenbaugruppen zeitweise drucklos bzw. inaktiv ist.

5

Vorteilhafte Weiterbildungen der hybridangetriebenen Doppelpumpe sind Gegenstand der abhängigen Ansprüche.

10 Gemäß einem Aspekt der Erfindung können sich die erste Pumpenbaugruppe und die zweite Pumpenbaugruppe ferner eine gemeinsame Pumpenkammer teilen, in der das erste Pumpenlaufrad und das zweite Pumpenlaufrad aufgenommen sind.

15 Somit wird ein ausgleichendes Strömungsverhalten einer variablen Förderleistungsverteilung zwischen den Pumpenbaugruppen begünstigt. Ferner wird der Aufbau kompakter, enthält weniger Wandelemente und es werden Dichtungsstellen eingespart.

Gemäß einem Aspekt der Erfindung können das erste Pumpenlaufrad und das zweite Pumpenlaufrad in der Pumpenkammer gegenüberliegend zueinander weisen.

20 Somit kann ein kompakterer Aufbau insbesondere in radialer Abmessung erzielt werden, und ein Saugbereich einschließlich der gemeinsamen Pumpenkammer kann kleiner ausfallen.

25 Gemäß einem Aspekt der Erfindung kann der Pumpeneinlass zwischen dem ersten Pumpenlaufrad und dem zweiten Pumpenlaufrad in die Pumpenkammer münden.

Somit sind eine im Wesentlichen symmetrische Anströmung der Pumpenlaufräder und eine gleichmäßige Einlassführung ohne weitere Leitelemente möglich.

30 Gemäß einem Aspekt der Erfindung kann die erste Pumpenbaugruppe einen zylindrischen Regelschieber aufweisen, der in eine axiale Überdeckung mit einem radialen Austrittsbereich des ersten Pumpenlaufrads überführbar ist.

Somit kann die Förderleistung der ersten Pumpenbaugruppe im Verhältnis zur vorgegebenen Antriebsleistung bzw. Drehzahl der Verbrennungsmaschine gedrosselt werden.

5

Gemäß einem Aspekt der Erfindung kann der zylindrische Regelschieber durch einen hydraulischen Kreislauf betätigt werden.

Somit kann eine zuverlässige Aktorik im Nassbereich der Pumpe zur Regelung der ersten Pumpenbaugruppe bereitgestellt werden.

10

Gemäß einem Aspekt der Erfindung kann der hydraulische Kreislauf als hydraulisches Medium Kühlmittel führen, das aus dem Förderstrom abzweigt ist.

Somit kann ein abgedichtetes separates System zu Führung eines eigenen Hydraulikmediums im Nassbereich der Pumpe vermieden werden.

Gemäß einem Aspekt der Erfindung kann der hydraulische Kreislauf mittels einer Axialkolbenpumpe gefördert werden, die durch das erste Pumpenlaufrad über eine Steuerkurve reziprok angetrieben wird.

20

Somit kann ein zuverlässiger Antrieb des hydraulischen Kreislaufs im Nassbereich der Pumpe zur Regelung der ersten Pumpenbaugruppe bereitgestellt werden.

Gemäß einem Aspekt der Erfindung kann eine Betätigung des zylindrischen Regelschiebers durch ein Proportionalventil in dem hydraulischen Kreislauf gesteuert werden.

Somit kann ein zuverlässiges Regelorgan des hydraulischen Kreislaufs zur Regelung der ersten Pumpenbaugruppe bereitgestellt werden.

Gemäß einem Aspekt der Erfindung können ein Lager der zweiten Pumpenwelle und der elektrische Antrieb mit einer axialen Überschneidung zueinander angeordnet sein.

Somit kann eine geringere axiale Abmessung des Pumpenaufbaus, insbesondere im Bereich der zweiten Pumpenbaugruppe erzielt werden.

5 Gemäß einem Aspekt der Erfindung kann die hybridangetriebene Doppelpumpe ferner eine Pumpensteuerung aufweisen, die dazu eingerichtet ist, basierend auf einem empfangenen Parameter, der für einen Kühlungsbedarf der Verbrennungsmaschine be-
zeichnend ist, und einer Drehzahl von der Verbrennungsmaschine oder von der ersten
Pumpenbaugruppe, Stellwerte für einen Stellweg des Regelschiebers und für eine Dreh-
10 zahl der zweiten Pumpenbaugruppe zu berechnen, und das Proportionalventil sowie den elektrischen Antrieb in Abhängigkeit der berechneten Stellwerte anzusteuern.

Somit kann eine dezidierte Steuerung, die auf spezifische Betriebspunkte der bei-
den Pumpenbaugruppen optimiert ist, zur einfacheren Integration in einem zentralen
15 Steuerungssystem eines Fahrzeugs bereitgestellt werden.

Die Erfindung wird nachfolgend anhand einer Ausführungsform mit Bezug auf die
begleitende Zeichnung beschrieben. In dieser zeigen:

20 Fig. 1 eine Längsschnittansicht durch eine erfindungsgemäße hybridangetriebene
Doppelpumpe;

Fig. 2 eine Draufsicht auf die erfindungsgemäße hybridangetriebene Doppelpumpe;
und

25

Fig. 3 eine perspektivische Ansicht der erfindungsgemäßen hybridangetriebenen
Doppelpumpe.

Fig. 1 zeigt eine Schnittansicht des gesamten Pumpenaufbaus, der im Wesentlichen
30 eine erste Pumpenbaugruppe 1, eine zweite Pumpenbaugruppe 2 und ein gemeinsames Pumpengehäuse 3 umfasst. Das Pumpengehäuse 3 ist zwischen der ersten Pumpenbau-

gruppe 1 und der zweiten Pumpenbaugruppe 2 angeordnet und umschließt eine Pumpenkammer 30. Innerhalb der gemeinsamen Pumpenkammer 30 sind ein erstes Pumpenlaufrad 10 der ersten Pumpenbaugruppe 1 und ein zweites Pumpenlaufrad 20 der zweiten Pumpenbaugruppe 2 gegenüberliegend zueinander angeordnet.

5

Das erste Pumpenlaufrad 10 ist von einem ersten Spiralgehäuse 31 als Abschnitt des Pumpengehäuses 3 umgeben. Ebenso ist auf der gegenüberliegenden Seite der Pumpenkammer 30 das zweite Pumpenlaufrad 20 von einem zweiten Spiralgehäuse 32 als Abschnitt des Pumpengehäuses 3 umgeben. Das erste Spiralgehäuse 31 und das zweite
10 Spiralgehäuse 32 führen zu einem gemeinsamen Pumpenauslass 35, der als Gehäuseöffnung ausgebildet ist. Vor dem gemeinsamen Pumpenauslass 35 weisen das erste Spiralgehäuse 31 und das zweite Spiralgehäuse 32 jeweils eine Austrittsöffnung auf, deren Querschnittsebenen in einem spitzen Winkel zueinander verlaufen.

15 Zwischen der Austrittsöffnung des ersten Spiralgehäuses 31 und der Austrittsöffnung des zweiten Spiralgehäuses 32 ist eine Klappe 33 schwenkbar in dem Pumpengehäuse 3 angeordnet. Die Klappe 33 kann sich innerhalb des spitzen Winkels zwischen den Querschnittsebenen der Austrittsöffnungen frei schwenkbar bis zu einer Anlageposition an der Austrittsöffnung des ersten Spiralgehäuses 31 bzw. an der Austrittsöffnung
20 des zweiten Spiralgehäuses 32 bewegen und die betreffende Austrittsöffnung versperren. Der gemeinsame Pumpenauslass 35 in Form einer Gehäuseöffnung ist innerhalb des Schwenkbereichs zwischen den Anlagenpositionen der Klappe 33 angeordnet.

Die Klappe 33 wird jeweils von einem Förderstrom der ersten Pumpenbaugruppe 1
25 und einem Förderstrom der zweiten Pumpenbaugruppe 2 von beiden Seiten angeströmt. Eine Position der Klappe 33 entlang des Schwenkwinkels ergibt sich somit aus einem Druckverhältnis der beiden Fördererströme zueinander. Wenn die erste Pumpenbaugruppe 1 in Betrieb ist und die zweite Pumpenbaugruppe 2 nicht in Betrieb ist, drängt der Förderstrom die Klappe 33 in die Querschnittsebene der Austrittsöffnung des zweiten
30 Spiralgehäuses 32 und verschließt dasselbe. Somit wird erreicht, dass der Förderstrom aus der ersten Pumpenbaugruppe 1 direkt durch den gemeinsamen Pumpenauslass 35

strömt, und nicht in das zweite Spiralgehäuse 32, d.h. in einen drucklosen Ausgangsbereich der zweiten Pumpenbaugruppe 2 gelangt. Wenn die zweite Pumpenbaugruppe 2 in Betrieb ist, und die erste Pumpenbaugruppe 1 nicht in Betrieb ist, drängt der Förderstrom die Klappe 33 in die Querschnittsebene der Austrittsöffnung des ersten Spiralgehäuses 1 und verschließt dasselbe. Somit wird wiederum erreicht, dass der Förderstrom aus der zweiten Pumpenbaugruppe 2 direkt durch den gemeinsamen Pumpenauslass 35 strömt, und nicht in das erste Spiralgehäuse 31, d.h. in einen drucklosen Ausgangsbereich der ersten Pumpenbaugruppe 1 gelangt. Wenn die erste Pumpenbaugruppe 1 und die zweite Pumpenbaugruppe 2 in Betrieb sind, nimmt die Klappe 33 eine Zwischenposition entlang des Schwenkwinkels ein, wodurch beide Förderströme unter Vermeidung von Verwirbelungen eines direkten Aufeinandertreffens aus dem gemeinsamen Pumpenauslass 35 geleitet werden.

Das Pumpengehäuse 3 weist ferner einen gemeinsamen Pumpeneinlass 34 auf. Der gemeinsame Pumpeneinlass 34 ist in Form einer Gehäuseöffnung zu der gemeinsamen Pumpenkammer 30 ausgebildet und ist in einem axialen Bereich zwischen dem ersten Pumpenlaufrad 10 und dem zweiten Pumpenlaufrad 20 in dem Pumpengehäuse 3 angeordnet. Ein Kühlmittel, das durch den gemeinsamen Pumpeneinlass 34 strömt, wird je nach Verteilung der Pumpenleistung zwischen der ersten Pumpenbaugruppe 1 und der zweiten Pumpenbaugruppe 2 in eine Richtung zu dem ersten Pumpenlaufrad 10 bzw. in eine Richtung zu dem zweiten Pumpenlaufrad 20 oder in beide Richtungen angesaugt und mittels der radial wirkenden Flügel der Pumpenlaufräder 10, 20 in die Spiralgehäuse 31, 32 beschleunigt.

Die erste Pumpenbaugruppe 1 wird über einen Riementrieb von einer Verbrennungsmaschine angetrieben. Der Riementrieb wirkt mit einer Riemenscheibe 12 zusammen, die eine erste Pumpenwelle 11 antreibt, auf der das erste Pumpenlaufrad 10 in der Pumpenkammer 30 fixiert ist. Die erste Pumpenbaugruppe 1 entspricht einer mechanisch angetriebenen, regelbaren Kreiselpumpe.

30

Die in Fig. 1 dargestellte Ausführungsform der ersten Pumpenbaugruppe 1 weist einen hydraulisch verstellbaren Regelschieber 13 auf, der aus einem sogenannten ECF

Pumpentyp bekannt ist. Dabei wird ein strömungswirksamer Radialbereich um das erste Pumpenlaufrad 10 von einem koaxial zur ersten Pumpenwelle 11 ausgebildeten, zylindrischen Regelschieber 13 entlang eines Stellwegs parallel zur ersten Pumpenwelle 11 variabel überdeckt. In Fig. 1 befindet sich der Regelschieber 13 in einer offenen Position, in welcher der Strömungsbereich des ersten Pumpenlaufrads 10 nicht überdeckt wird.

Die erste Pumpenbaugruppe 1 umfasst ferner innerhalb des Radius des ersten Pumpenlaufrads 10 eine Axialkolbenpumpe 14, die durch eine Kurvensteuerung, in Form eines Gleitschuhs auf einer Taumelscheibe an einer Rückseite des ersten Pumpenlaufrads 10, durch das erste Pumpenlaufrad 10 angetrieben bzw. reziprok betätigt wird.

Die Axialkolbenpumpe 14 saugt Kühlmittel zwischen dem ersten Pumpenlaufrad 10 und dem Regelschieber 13 an und stößt das unter Druck gesetzte Kühlmittel in einen hydraulischen Kreislauf 15 aus, der in dem Pumpengehäuse 3 ausgebildet ist. Der hydraulische Kreislauf 15 umfasst ein in Fig. 2 und Fig. 3 dargestelltes elektromagnetisches Proportionalventil 16 und führt zu einem Ringkolben 17, der koaxial zu der ersten Pumpenwelle 11 angeordnet ist. Der Ringkolben 17 nimmt die Funktion eines hydraulischen Stellglieds entlang des Verschiebungswegs des Regelschiebers 13 ein.

Eine nicht dargestellte Rückstellfeder beaufschlagt den Ringkolben 17 in entgegengesetzter Richtung zu dem Druck des hydraulischen Kreislaufs 15, d.h. hinweg von dem ersten Pumpenlaufrad 10. Der Ringkolben 17 steht mit dem Regelschieber 13 in Verbindung und verschiebt diesen mit zunehmendem Druck der Axialkolbenpumpe 14 in dem hydraulischen Kreislauf 15 in Richtung des ersten Pumpenlaufrads 10.

25

Das elektromagnetische Proportionalventil 16 ist ohne Zuführung eines Ansteuerstroms geöffnet, sodass das von der Axialkolbenpumpe 14 angesaugte Kühlmittel im Wesentlichen drucklos über den hydraulischen Kreislauf 15 durch das Proportionalventil 16 hindurch zurück in den Volumenstrom des geförderten Kühlmittels zurückfließt. Somit baut sich in dem hydraulischen Kreislauf 15 kein Druck auf und der Ringkolben 17 verbleibt unter Beaufschlagung der Rückstellfeder in einer Grundstellung. Der Regelschieber 13 wird dabei in der offenen Position gehalten, wie in Fig. 1 dargestellt ist.

In der offenen Position des Regelschiebers 13 wird unabhängig von einer Pumpendrehzahl, die von der Verbrennungsmaschine über den Riementrieb vorgegeben ist, ein maximaler drehzahlabhängiger Volumenstrom der ersten Pumpenbaugruppe 1 ohne Abschirmung eines strömungswirksamen Bereichs des ersten Pumpenlaufrads 10 durch den
5 Regelschieber 13 gefördert. Dieser Zustand stellt zugleich einen Fail-Safe Modus dar, da im Falle eines Ausfalls einer Stromzufuhr, d.h. einem stromlosen elektromagnetischen Proportionalventil 16, automatisch ein uneingeschränkter Volumenstrom und ein entsprechender Wärmeaustrag am Verbrennungsmotor sichergestellt sind.

10

Wenn das elektromagnetische Proportionalventil 16 geschlossen ist, breitet sich der von der Axialkolbenpumpe 14 aufgewendete Druck über den hydraulischen Kreislauf 15 aus und wirkt auf den Ringkolben 17. Der Ringkolben 17 verschiebt den Regelschieber 13 gegen die Kraft der Rückstellfeder zu dem ersten Pumpenlaufrad 10. Dabei wird der
15 zylindrische Regelschieber 13 in axiale Überschneidung mit dem ersten Pumpenlaufrad 10 gebracht, wodurch ein wirksamer Strömungsbereich des ersten Pumpenlaufrads 10 zunehmend überdeckt wird.

In einer geschlossenen Position des Regelschiebers 13 überdeckt dieser das erste
20 Pumpenlaufrad 10 vollständig, sodass durch die Abschirmung ein geförderter Volumenstrom der ersten Pumpenbaugruppe 1 unabhängig von der Pumpendrehzahl auf ein Minimum reduziert oder vollständig unterbunden wird.

Wie obenstehend beschrieben ist, hängt ein von der Kühlmittelpumpe geförderter
25 Volumenstrom einerseits von der Strömungswirksamkeit des ersten Pumpenlaufrads 10 ab, die bei zunehmender axialer Verschiebung der Position des Regelschiebers 13 und des Ringkolbens 17 in Richtung der geschlossenen Position mit einem steigenden Grad der Überdeckung durch den Regelschieber 13 abnimmt. Andererseits hängt der geförderte Volumenstrom der Kühlmittelpumpe von der Pumpendrehzahl ab, die den für einen Fahr-
30 zeugbetrieb charakteristischen Schwankungen unterliegt.

Der Druck im hydraulischen Kreislauf 15 wird durch Ein- und Ausschalt Dauern zum Öffnen- und Schließen des Proportionalventils 16 derart gesteuert, dass ein Gleichgewicht zwischen dem hydraulischen Druck und dem Druck der Rückstellfeder in einer Position des Ringkolbens 17 bzw. des Regelschiebers 13 erzielt und gehalten wird. Die tatsächliche Position des Ringkolbens 17 wird von einem nicht dargestellten Wegsensor 5 erfasst und zur Regelung des Proportionalventils 16 verwendet. Ein Drosseln der Förderleistung der ersten Pumpenbaugruppe 1 gegenüber der vorgegebenen Drehzahl der Verbrennungsmaschine wird anhand einer Pulsweitenmodulation zum Öffnen und Schließen des elektromagnetisch betätigten Proportionalventils 16 durchgeführt.

10

Die zweite Pumpenbaugruppe entspricht einer elektrisch angetriebenen, drehzahl-geregelten Kreislumpumpe.

Die zweite Pumpenbaugruppe umfasst einen in dem Pumpengehäuse 3 aufgenommenen Elektromotor 22. Der Elektromotor 22 treibt die zweite Pumpenwelle 21 an, auf 15 der das zweite Pumpenlaufrad 20 in der gemeinsamen Pumpenkammer 30 fixiert ist. Der elektrische Motor 22 ist ein bürstenloser Gleichstrommotor mit einem permanenterregten Rotor, in dessen Umfang permanentmagnetische Elemente eingebettet sind. Der Stator des elektrischen Motors 22 weist über den Umfang verteilte Statorzähne auf, die jeweils 20 von Wicklungen einer Statorspule umgeben sind. Der Elektromotor 22 und die zweite Pumpenwelle 21 weisen ein gemeinsames Lager 23 zur drehbaren Lagerung zum Pumpengehäuse 3 auf.

Die Statorspulen werden durch eine Leistungsschaltung 24, die mit einer elektrischen Leistungszufuhr verbunden ist, angesteuert, um eine rotatorische Antriebsleistung 25 mit einer vorbestimmten Drehzahl des Elektromotors 22 zu erzeugen. Die Förderleistung der zweiten Pumpenbaugruppe 2 hängt somit von der steuerbaren Drehzahl des Elektromotors 22 ab.

Die hybridgetriebene Doppelpumpe weist eine dezidierte Pumpensteuerung 4 auf, 30 die gemeinsam mit der Leistungsbeschaltung 24 des Elektromotors 22 in einem Pumpendeckel 36 angeordnet ist.

Ob eine Leistungsanforderung an eine Kühlleistung für die Verbrennungsmaschine, von der eine Umschaltung der Betriebsweisen des Hybridantriebs der Kühlmittelpumpe abhängen kann, zunimmt oder abnimmt, ermittelt die Pumpensteuerung 4 durch angeschlossene Sensoren zur Messung einer Temperatur, wie einer Kühlmitteltemperatur und/oder einer Außentemperatur, einer Last, wie einem abgegebenen Drehmoment der Verbrennungsmaschine, einer Drehzahl der Verbrennungsmaschine und /oder weiteren Betriebsparametern des Fahrzeugs, wie einer Gaspedalstellung, eines Kraftstoffvolumenstroms, oder dergleichen. Alternativ erhält die Pumpensteuerung 4 Befehle einer Leistungsanforderung der Kühlleistung von einer Zentralensteuereinheit des Fahrzeugs.

In Reaktion auf empfangene oder ermittelte Parameter steuert die Pumpensteuerung 4 ein Umschalten oder eine Kombination zwischen der mechanischen Betriebsweise der ersten Pumpenbaugruppe 1 und der elektrischen Betriebsweise der zweiten Pumpenbaugruppe 2 sowie eine Förderleistungsverteilung durch Ansteuerung des Proportionalventils 16 und durch Regelung der Leistungsschaltung 24 in der elektrischen Leistungszufuhr des Elektromotors 22.

Bezugszeichenliste:

20	1	erste Pumpenbaugruppe
	2	zweite Pumpenbaugruppe
	3	Pumpengehäuse
	4	Pumpensteuerung
	10	erstes Pumpenlaufrad
25	11	erste Pumpenwelle
	12	Riemenscheibe
	13	Regelschieber
	14	Axialkolbenpumpe
	15	hydraulischer Kreislauf
30	16	Proportionalventil
	17	Ringkolben
	20	zweites Pumpenlaufrad

	21	zweite Pumpenwelle
	22	Elektromotor
	23	Wellenlager
	24	Leistungsschaltung
5	30	Pumpenkammer
	31	erstes Spiralgehäuse
	32	zweites Spiralgehäuse
	33	schwenkbare Klappe
	34	Pumpeneinlass
10	35	Pumpenauslass
	36	Pumpendeckel

Ansprüche

1. Hybridangetriebene Doppelpumpe zur Förderung eines Kühlmittels für eine Ver-
5 brennungsmaschine, aufweisend:
- eine erste Pumpenbaugruppe (1) mit einem ersten Pumpenlaufrad (10), einem ers-
ten Spiralgehäuse (31) und einer ersten Pumpenwelle (11), die durch eine mecha-
nische Antriebsverbindung von einer Verbrennungsmaschine angetrieben wird;
10
- eine zweite Pumpenbaugruppe (2) mit einem zweiten Pumpenlaufrad (20), einem
zweiten Spiralgehäuse (32), einer zweiten Pumpenwelle (21) und einem elektri-
schen Antrieb (22);
- 15 ein gemeinsames Pumpengehäuse (3), das die erste Pumpenbaugruppe (1) und die
zweite Pumpenbaugruppe (2) umschließt, mit einem gemeinsamen Pumpeneinlass
(34) und einem gemeinsamen Pumpenauslass (35); und
- eine Klappe (33), die zwischen einem Austritt des ersten Spiralgehäuses (31) und
20 einem Austritt des zweiten Spiralgehäuses (32) frei schwenkbar derart angeordnet
ist, dass eine direkte Strömungsverbindung zwischen dem ersten Spiralgehäuse (31)
und dem zweiten Spiralgehäuse (32) gesperrt wird.
- 25 2. Hybridangetriebene Doppelpumpe nach Anspruch 1, wobei
- sich die erste Pumpenbaugruppe (1) und die zweite Pumpenbaugruppe (2) ferner
eine gemeinsame Pumpenkammer (30) teilen, in der das erste Pumpenlaufrad (10)
und das zweite Pumpenlaufrad (20) aufgenommen sind.
30
3. Hybridangetriebene Doppelpumpe nach Anspruch 2, wobei

das erste Pumpenlaufrad (10) und das zweite Pumpenlaufrad (20) in der Pumpenkammer (30) gegenüberliegend zueinander weisen.

5

4. Hybridangetriebene Doppelpumpe nach Anspruch 2 oder 3, wobei

der Pumpeneinlass (34) zwischen dem ersten Pumpenlaufrad (10) und dem zweiten Pumpenlaufrad (20) in die Pumpenkammer (30) mündet.

10

5. Hybridangetriebene Doppelpumpe nach einem der Ansprüche 1 bis 4, wobei

die erste Pumpenbaugruppe (1) einen zylindrischen Regelschieber (13) aufweist, der in eine axiale Überdeckung mit einem radialen Austrittsbereich des ersten Pumpenlaufrads (10) überführbar ist.

15

6. Hybridangetriebene Doppelpumpe nach Anspruch 5, wobei

der zylindrische Regelschieber (13) durch einen hydraulischen Kreislauf (15) betätigt wird.

20

- 25 7. Hybridangetriebene Doppelpumpe nach Anspruch 6, wobei

der hydraulische Kreislauf (15) als hydraulisches Medium Kühlmittel führt, das aus dem Förderstrom abgezweigt ist.

30

8. Hybridangetriebene Doppelpumpe nach einem der Ansprüche 6 bis 7, wobei

der hydraulische Kreislauf (15) mittels einer Axialkolbenpumpe (14) gefördert wird, die durch das erste Pumpenlaufrad (10) über eine Steuerkurve reziprok angetrieben wird.

5

9. Hybridangetriebene Doppelpumpe nach einem der Ansprüche 6 bis 8, wobei

eine Betätigung des zylindrischen Regelschiebers (13) durch ein Proportionalventil (16) in dem hydraulischen Kreislauf (15) gesteuert wird.

10

10. Hybridangetriebene Doppelpumpe nach einem der Ansprüche 1 bis 9, wobei

ein Lager (23) der zweiten Pumpenwelle (21) und der elektrische Antrieb (22) mit einer axialen Überschneidung zueinander angeordnet sind.

15

11. Hybridangetriebene Doppelpumpe nach einem der Ansprüche 1 bis 10,

20 ferner aufweisend eine Pumpensteuerung (4), die dazu eingerichtet ist,

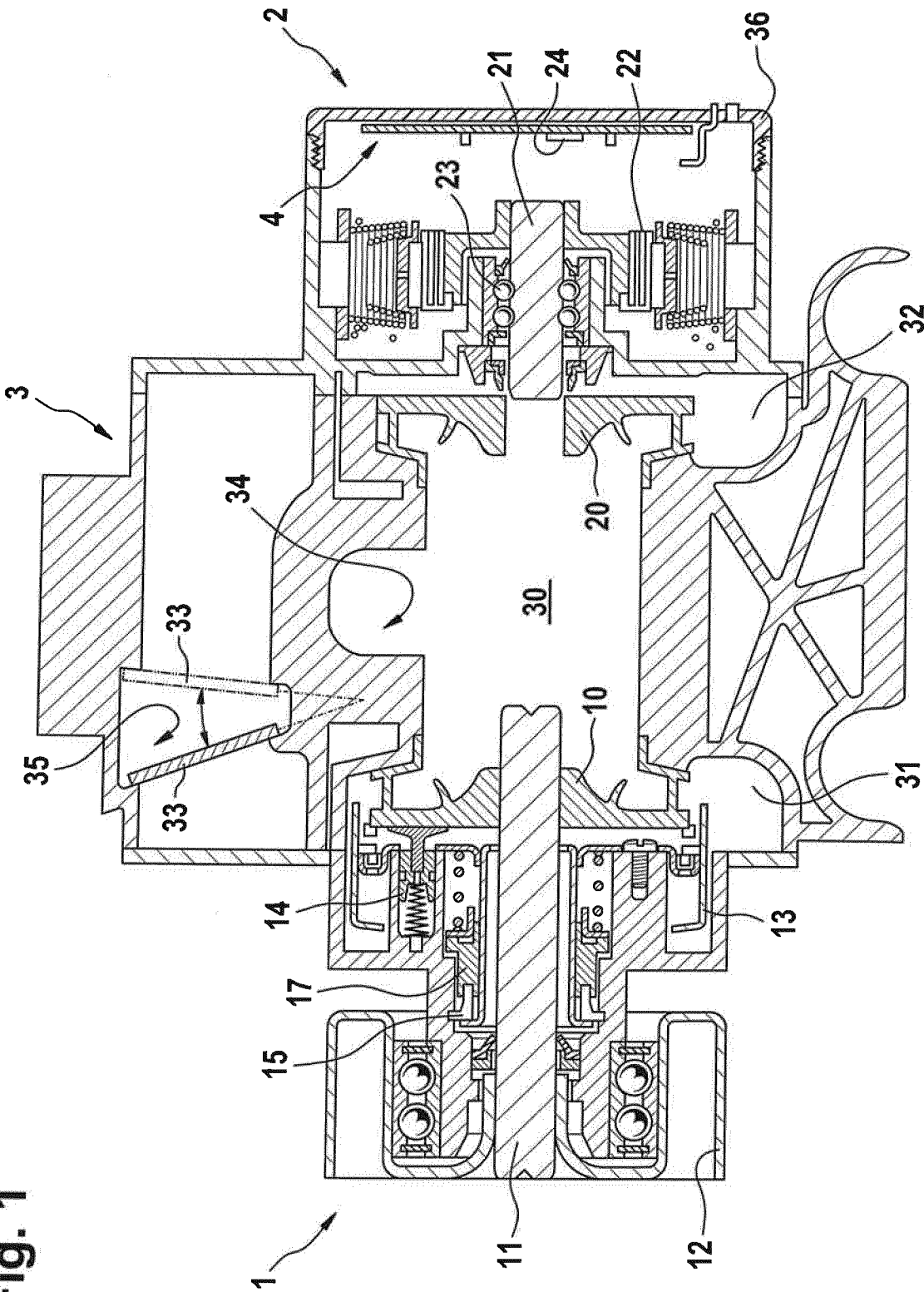
basierend auf einem empfangenen Parameter, der für einen Kühlungsbedarf der Verbrennungsmaschine bezeichnend ist, und einer Drehzahl von der Verbrennungsmaschine oder von der ersten Pumpenbaugruppe (1), Stellwerte für einen Stellweg des Regelschiebers (13) und für eine Drehzahl der zweiten Pumpenbaugruppe (2) zu berechnen, und

25

das Proportionalventil (16) sowie den elektrischen Antrieb (22) in Abhängigkeit der berechneten Stellwerte anzusteuern.

30

Fig. 1



2 / 3

Fig. 2

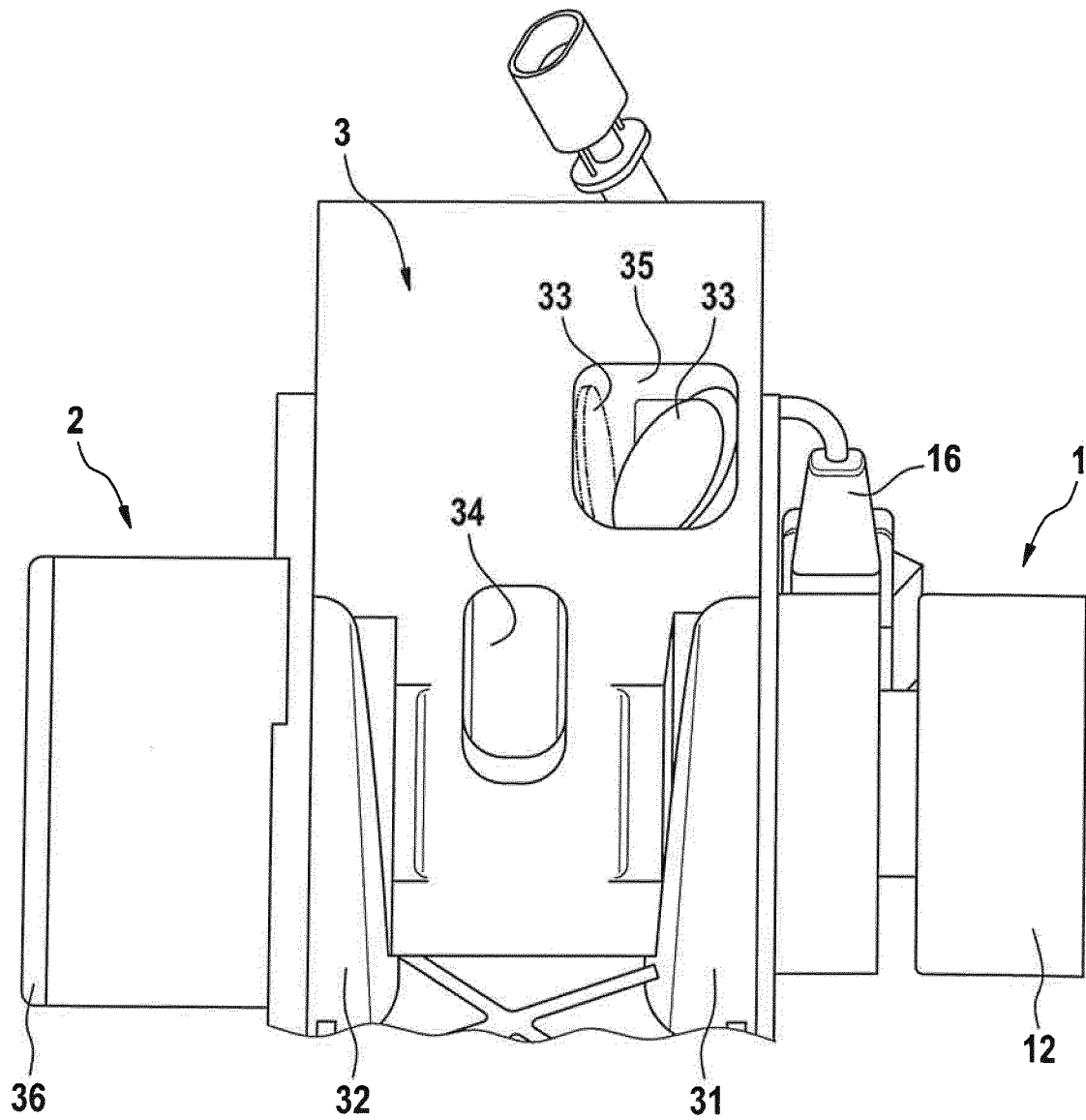
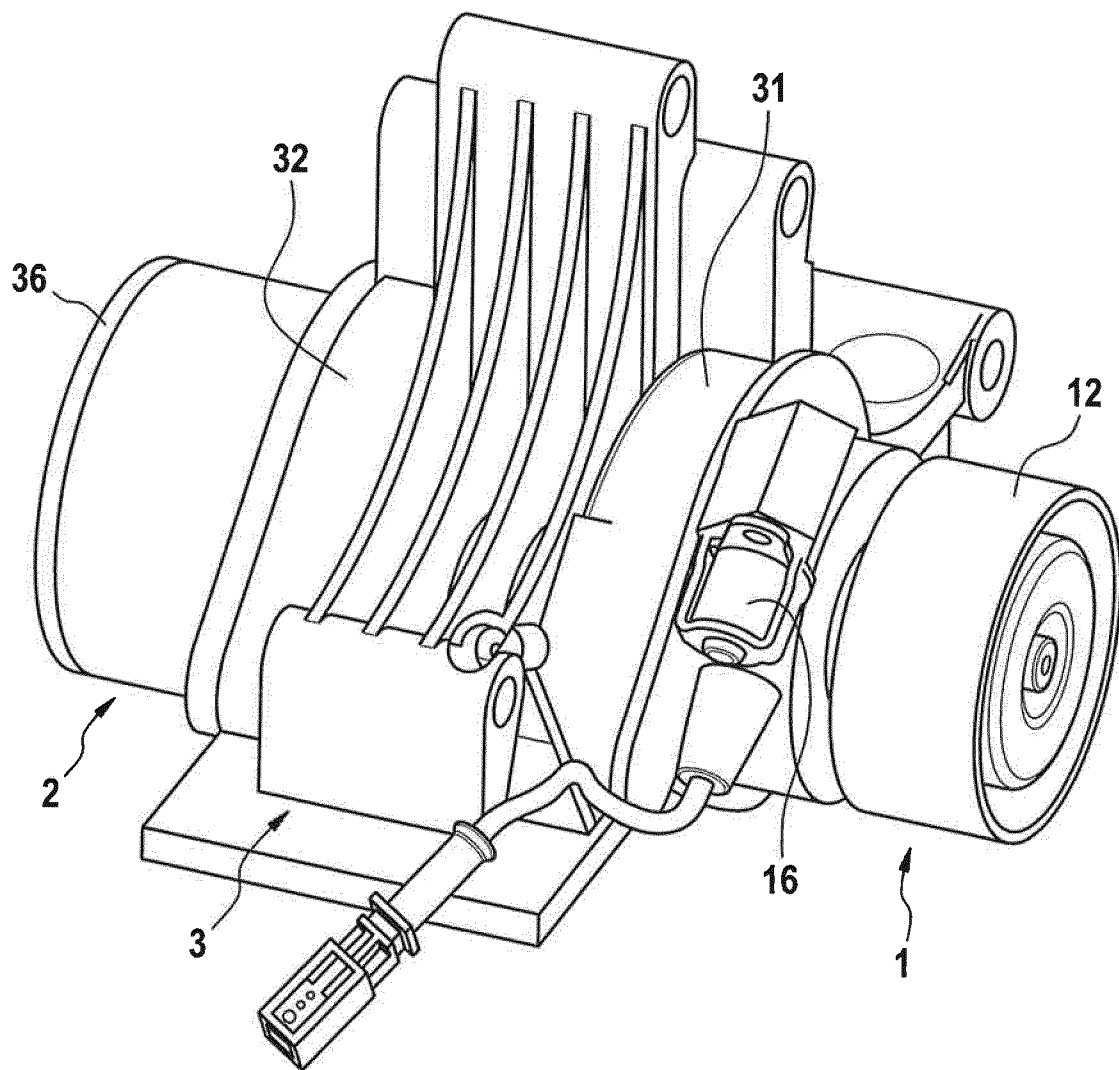


Fig. 3



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/EP2019/058240

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER**F04D 13/14**(2006.01)i; **F04D 15/00**(2006.01)i; **F01P 5/10**(2006.01)i

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)

F04D; F01P

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 A	DE 2237108 B1 (KSB AG, FRANKENTHAL) 15 February 1973 (1973-02-15) claim 1; figure 1	1-4,10 8
X A	DE 1949432 A1 (MARELLI ERCOLE & C S P A) 09 April 1970 (1970-04-09) claim 1; figure 1	1-4,10 8
X A	GB 1059768 A (ERNST GORAN VEJDE) 22 February 1967 (1967-02-22) page 2, column 1, lines 53-59; figure 1	1,5-7,9-11 8
X A	DE 1453709 A1 (FLYGTS PUMPAR AB; SIXTEN ENGLESSON) 12 February 1970 (1970-02-12) claim 1; figure 1	1,2,4,10 8

☐ 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

“E” earlier application or patent but published on or after the international filing date

“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)

“O” document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

“P” document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

“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

“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

“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

“&” document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

02 July 2019

Date of mailing of the international search report

11 July 2019

Name and mailing address of the ISA/EP

European Patent Office
p.b. 5818, Patentlaan 2, 2280 HV Rijswijk
Netherlands

Telephone No. (+31-70)340-2040

Facsimile No. (+31-70)340-3016

Authorized officer

de Martino, Marcello

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT
Information on patent family members

International application No.

PCT/EP2019/058240

Patent document cited in search report			Publication date (day/month/year)	Patent family member(s)			Publication date (day/month/year)
DE	2237108	B1	15 February 1973	AT	328297	B	10 March 1976
				CH	557959	A	15 January 1975
				DE	2237108	B1	15 February 1973
				DK	136326	B	26 September 1977
				GB	1435159	A	12 May 1976
				SE	391380	B	14 February 1977
DE	1949432	A1	09 April 1970	AT	291779	B	26 July 1971
				BE	739619	A	02 March 1970
				DE	1949432	A1	09 April 1970
				DK	127130	B	24 September 1973
				FR	2019894	A1	10 July 1970
				NL	6914979	A	07 April 1970
GB	1059768	A	22 February 1967	NONE			
DE	1453709	A1	12 February 1970	NONE			

A. KLASSIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES
 INV. F04D13/14 F04D15/00 F01P5/10
 ADD.

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

B. RECHERCHIERTE GEBIETE

Recherchierter Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole)
 F04D F01P

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	DE 22 37 108 B1 (KSB AG, FRANKENTHAL) 15. Februar 1973 (1973-02-15)	1-4,10
A	Anspruch 1; Abbildung 1 -----	8
X	DE 19 49 432 A1 (MARELLI ERCOLE & C S P A) 9. April 1970 (1970-04-09)	1-4,10
A	Anspruch 1; Abbildung 1 -----	8
X	GB 1 059 768 A (ERNST GORAN VEJDE) 22. Februar 1967 (1967-02-22)	1,5-7, 9-11
A	Seite 2, Spalte 1, Zeilen 53-59; Abbildung 1 -----	8
X	DE 14 53 709 A1 (FLYGTS PUMPAR AB; SIXTEN ENGLESSON) 12. Februar 1970 (1970-02-12)	1,2,4,10
A	Anspruch 1; Abbildung 1 -----	8



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

2. Juli 2019

Absendedatum des internationalen Recherchenberichts

11/07/2019

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

de Martino, Marcello

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Angaben zu Veröffentlichungen, die zur selben Patentfamilie gehören

Internationales Aktenzeichen

PCT/EP2019/058240

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument	Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
DE 2237108	B1	15-02-1973	AT 328297 B 10-03-1976
		CH 557959 A 15-01-1975	
		DE 2237108 B1 15-02-1973	
		DK 136326 B 26-09-1977	
		GB 1435159 A 12-05-1976	
		SE 391380 B 14-02-1977	

DE 1949432	A1	09-04-1970	AT 291779 B 26-07-1971
		BE 739619 A 02-03-1970	
		DE 1949432 A1 09-04-1970	
		DK 127130 B 24-09-1973	
		FR 2019894 A1 10-07-1970	
		NL 6914979 A 07-04-1970	

GB 1059768	A	22-02-1967	KEINE

DE 1453709	A1	12-02-1970	KEINE
