



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets



(11)

EP 1 002 945 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des
Hinweises auf die Patenterteilung:
09.02.2005 Patentblatt 2005/06

(51) Int Cl.7: **F02F 7/00**, F01L 1/02

(21) Anmeldenummer: **99120961.0**

(22) Anmeldetag: **03.11.1999**

(54) **Stirnrad-Nockenwellenantrieb für eine Brennkraftmaschine**

Externally toothed wheel drive for a cam shaft of an internal combustion engine

Engrenage aux axes paralleles pour l'entraînement d'arbre à cames pour un moteur à combustion interne

(84) Benannte Vertragsstaaten:
**AT BE CH CY DE DK ES FI FR GB GR IE IT LI LU
MC NL PT SE**

(30) Priorität: **20.11.1998 DE 19853635**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
24.05.2000 Patentblatt 2000/21

(73) Patentinhaber: **Volkswagen Aktiengesellschaft
38436 Wolfsburg (DE)**

(72) Erfinder: **Endeward, Jürgen
38165 Lehre (DE)**

(56) Entgegenhaltungen:
GB-A- 1 474 672 GB-A- 2 140 079

- **PATENT ABSTRACTS OF JAPAN** vol. 016, no. 440 (M-1310), 14. September 1992 (1992-09-14) & **JP 04 153506 A (MAZDA MOTOR CORP)**, 27. Mai 1992 (1992-05-27)
- **PATENT ABSTRACTS OF JAPAN** vol. 014, no. 388 (M-1014), 22. August 1990 (1990-08-22) & **JP 02 146209 A (YAMAHA MOTOR CO LTD)**, 5. Juni 1990 (1990-06-05)

EP 1 002 945 B1

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist. (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft einen Stirnrad-Nockenwellenantrieb für eine Brennkraftmaschine mit einem Kurbelgehäuse, einem Kurbelwellenrad und einem Nockenwellenrad, gemäß dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

[0002] In Brennkraftmaschinen mit einem Nockenwellenantrieb, welcher durch mehrere Zahnräder zwischen einer Kurbelwelle und einer Nockenwelle realisiert ist, ergeben sich durch mehrere Einflüsse Schwingungsbelastungen des Nockenwellenantriebs. So erfolgt insbesondere bei einer Diesel-Brennkraftmaschine bei einem Arbeitstakt in einem Zylinder eine relativ kräftige, jedoch kurzzeitige Anregung der Kurbelwelle, während in Zeiten zwischen jeweiligen Arbeitstakten nahezu kein Drehmoment auf die Kurbelwelle wirkt. Dies ergibt eine relativ ungleichmäßige, ungleichförmige Bewegung der Kurbelwelle mit mehr oder weniger ruckartig schwingenden Bewegung. Toleranzen bei Bauteilen des Nockenwellenantriebs führen zu entsprechendem Spiel zwischen miteinander kämmenden Zahnflanken der Zahnräder, wodurch sich Schwingungen im Nockenwellenantrieb entsprechend fortsetzen können. Ein derartiges Spiel wird zusätzlich noch dadurch verstärkt, daß häufig Stahlzahnräder bzw. für den Nockenwellenantrieb Bauteile aus Stahl Verwendung finden, wogegen das Kurbelgehäuse aus Aluminium gefertigt ist. Durch entsprechend unterschiedliche Temperaturendeckungskoeffizienten ist somit ein Achsabstand zwischen jeweiligen Zahnrädern des Nockenwellenantriebs während des Betriebes der Brennkraftmaschine nicht mehr konstant, was zu zusätzlichem Spiel führt.

[0003] Dieses erhöhte Spiel im Nockenwellenantrieb hat dreierlei unerwünschte Nebeneffekte. Erstens ist eine Synchronisation zwischen Kurbelwelle und Nockenwelle sozusagen verwischt, da Relativbewegungen zwischen Nockenwelle und Kurbelwelle möglich sind. Insbesondere bei Brennkraftmaschinen mit einem integrierten Pumpe-Düse-System, bei dem die Nockenwelle auch die Einspritzzeiten unmittelbar bestimmt, kommt es zu Verschiebungen der Einspritzzeiten und somit zu einem nicht optimalen Betrieb der Brennkraftmaschine. Zweitens pflanzt sich die ungleichförmige Bewegung der Kurbelwelle als Schwingung durch den Nockenwellenantrieb bis in die Nockenwelle fort und führt dort zusätzlich zu nicht genau vorbestimmten Einspritz- und Ventilbetätigungszeiten. Drittens kommt es durch das Spiel zu erhöhter Geräuschentwicklung, was in Personenkraftwagen von den Insassen als störend empfunden werden kann.

[0004] Ein besonders großes Spiel zwischen einem Nockenwellenzahnrad und einem letzten, mit dem Kurbelwellenzahnrad kämmenden Zahnrad des Nockenwellenantriebs ergibt sich ferner mit zunehmender Zahl der Zahnräder zwischen Kurbelwelle und Nockenwelle, da sich Toleranzen und Achsabstandsungenauigkeiten entsprechend aufsummieren.

[0005] Weiter verstärkt werden oben erwähnte Schwingungen durch gegen eine Drehrichtung der Nockenwelle auf diese wirkende Kräfte, beispielsweise bei der Betätigung einer Kraftstoffpumpe eines Pumpe-Düse-Elementes, wobei ein Nocken der Nockenwelle einen großen Widerstand zu überwinden hat. Dies führt bei entsprechendem Spiel im Nockenwellenantrieb zu einer Rückwirkung auf diesen und entsprechenden Relativbewegungen zwischen Nockenwelle und Kurbelwelle mit entsprechend verschobenen Steuerzeiten für die Pumpe-Düse-Elemente und Ventile.

[0006] Aufgrund aller o.g. Nachteile kommt ein Nockenwellenantrieb mittels Zahnrädern bzw. Stirnrädern in Personenkraftwagen praktisch nicht zum Einsatz. Ein Nockenwellenantrieb durch Stirnräder kommt beispielsweise nur bei kleinem Abstand zwischen Kurbelwelle und Nockenwelle, also bei untenliegender Nockenwelle, zur Anwendung. Dabei ist es zur Verringerung des Spieles bereits vorgesehen, schrägverzahnte Zahnräder vorzusehen, damit ein möglichst geräuscharmer Lauf erzielt wird. Trotzdem erzielen derartige Stirnrad- bzw. Zahnrad-Nockenwellenantriebe bisher nicht den Komfort, die Laufruhe und Genauigkeit eines Nockenwellenantriebs mit Zahnriemenrädern oder Kettenrädern mit Rollenketten.

[0007] Aus dem Selbststudienprogramm Nr. 197 "Der 2,8 l Dieselmotor im LT '97", herausgegeben von der Volkswagen AG, Wolfsburg, Stand 08/97 ist ein gattungsgemäßer Stirnrad-Nockenwellenantrieb bekannt, wobei zwischen einem Zwischenzahnrad der Nockenwelle und einem Zwischenrad des Antriebs für die Nockenwelle eine Abstandsgabel derart vorgesehen ist, daß ein vorgeschriebenes Zahnflankenspiel erreicht wird. Das Zwischenzahnrad der Nockenwelle ist dabei auf einem Einstelllager-Hebel angeordnet, welcher zur Montage um eine Drehachse des Nockenwellenrades schwenkbar ist. An dem anderen Zwischenrad ist die Abstandsgabel zur Montage schwenkbar angelenkt. Nach der Montage wird die Abstandsgabel festgezogen, so daß die Drehachse des Zwischenzahnrades der Nockenwelle festgelegt ist.

[0008] Der vorliegenden Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, einen verbesserten Stirnrad-Nockenwellenantrieb der obengenannten Art zur Verfügung zu stellen, wobei die obengenannten Nachteile überwunden werden und dessen Einsatzmöglichkeiten ohne unerwünschte Nebeneffekte in unterschiedlichsten Kraftfahrzeugen, insbesondere in Personenkraftwagen, erweitert werden.

[0009] Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß durch einen Zahnrad-Nockenwellenantrieb der o.g. Art mit den in Anspruch 1 gekennzeichneten Merkmalen gelöst. Vorteilhafte Ausgestaltungen der Erfindung sind in den abhängigen Ansprüchen angegeben.

[0010] Dazu ist es erfindungsgemäß vorgesehen, daß zwischen Kurbelwellenrad und Nockenwellenrad wenigstens ein Ausgleich-Zwischenrad angeordnet ist, dessen Drehachse bezüglich des Kurbelgehäuses frei

beweglich ist.

[0011] Dies hat den Vorteil, daß das bewegliche Ausgleich-Zwischenrad einen sich ändernden Abstand von Drehachsen zwischen zwei benachbarten Zahnrädern durch eine entsprechende Relativbewegung der Drehachse des Ausgleich-Zwischenrades kompensiert, so daß auch bei sich änderndem Abstand der Drehachsen der benachbarten Zahnräder kein Spiel auftritt. Hierdurch werden Steuerzeiten durch die Nockenwelle genauer eingehalten und es ergibt sich ein geräuscharmer Lauf des Stirnrad-Nockenwellenantriebs.

[0012] In einer bevorzugten Ausführungsform ist die Drehachse des Ausgleich-Zwischenrades von wenigstens zwei Bügeln schwenkbar gehalten, welche sich an der Drehachse des Ausgleich-Zwischenrades gegenüberliegenden Enden jeweils an festen Drehachsen von zum Ausgleich-Zwischenrad benachbarten Zahnrädern schwenkbar abstützen.

[0013] Einen Spielausgleich unmittelbar an der Nockenwelle erzielt man dadurch, daß das Ausgleich-Zwischenrad zwischen dem Nockenwellenrad und einem letzten Zwischenrad des Stirnrad-Nockenwellenantrieb angeordnet ist. Da sich an dieser Stelle das gesamte Spiel des Stirnrad-Nockenwellenantrieb aufsummiert, ergibt sich somit ein maximaler Spielausgleich.

[0014] Zweckmäßigerweise erzielt man ein Übersetzungsverhältnis von der Kurbelwelle zur Nockenwelle von 2:1 dadurch, daß ein Verhältnis der Zähnezahls zwischen dem Ausgleich-Zwischenrad und einem benachbarten Zwischenrad entsprechend gewählt ist. Hierbei ist das benachbarte Zwischenrad beispielsweise ein kurbelwellenseitiges Zwischenrad.

[0015] Weitere Merkmale, Vorteile und vorteilhafte Ausgestaltungen der Erfindung ergeben sich aus den abhängigen Ansprüchen, sowie aus der nachstehenden Beschreibung der Erfindung anhand der beigefügten Zeichnungen. Diese zeigen in

Fig. 1 eine bevorzugte Ausführungsform eines erfindungsgemäßen Stirnrad-Nockenwellenantriebs in Aufsicht,

Fig. 2 eine Schnittansicht entlang Linie I-I von Fig. 1 und

Fig. 3 und 4 Explosionsdarstellungen.

[0016] Die in Fig. 1 bis 4 dargestellte bevorzugte Ausführungsform eines erfindungsgemäßen Stirnrad-Nockenwellenantriebs an einem Kurbelgehäuse 10 einer ansonsten nicht näher dargestellten Brennkraftmaschine umfaßt ein Kurbelwellenrad 12, ein erstes Zwischenrad 14, ein zweites Zwischenrad 16, ein Ausgleich-Zwischenrad 18 und ein Nockenwellenrad 20.

[0017] Das zweite Zwischenrad 16 kämmt mit einem Antriebszahnrad 22 für eine nicht dargestellte Wasserpumpe. Das Kurbelwellenrad 12 kämmt ferner mit einem Antriebszahnrad 24 für eine nicht dargestellte Öl-

pumpe sowie mit einem dritten Zwischenrad 26. Das dritte Zwischenrad 26 kämmt wiederum mit einem vierten Zwischenrad 28, welches seinerseits ein Antriebszahnrad 30 eines nicht dargestellten Generators und ein Antriebszahnrad 32 einer nicht dargestellten Hydropumpe kämmend antreibt. Das zweite Zwischenrad 16 ist mit einem weiteren Zahnkranz 34 drehfest verbunden, wobei das zweite Zwischenrad 16 selbst mit dem ersten Zwischenrad 14 und der weitere Zahnkranz 34 mit dem Ausgleich-Zwischenrad 18 kämmt. Eine Zähnezahls des weiteren Zahnkranzes 34 und eine Zähnezahls des Ausgleich-Zwischenrades 18 ist dabei derart gewählt, daß sich vom Kurbelwellenrad 12 zum Nockenwellenrad 20 eine Übersetzung von 2:1 ergibt.

[0018] Eine Drehachse 36 des Ausgleich-Zwischenrades 18 ist bezüglich des Kurbelgehäuses 10 und eines Zylinderkopfes frei beweglich und wird lediglich bezüglich der Drehachsen 42, 44 von zweitem Zwischenrad 16 und Nockenwellenrad 20 durch zwei paar Bügel 38 und 40 vorbestimmt. Die Bügel 38 halten mit einer Seite die Drehachse 36 des Ausgleich-Zwischenrades 18 drehbar, während sich eine gegenüberliegende Seite der Bügel 38 an der Drehachse 42 des zweiten Zwischenrades 16 abstützt. Die Bügel 40 halten ebenfalls mit einer Seite die Drehachse 36 des Ausgleich-Zwischenrades 18 drehbar, während sich eine gegenüberliegende Seite der Bügel 38 im Zylinderkopfgehäuse über die Drehachse 44 des Nockenwellenrades 20 abstützt.

[0019] Auf diese Weise ist einerseits ein jeweiliger Abstand der Drehachse 36 zu den Drehachsen 42 und 44 festgelegt. Andererseits können die Bügel 38 und 40 bei sich veränderndem Abstand zwischen den Drehachsen 42 und 44 einen variierenden Winkel zueinander einschließen, so daß das Ausgleich-Zwischenrad 18 immer eng und im wesentlichen spielfrei sowohl mit dem Zahnkranz 34 als auch mit dem Nockenwellenrad 20 kämmt. Die Bügel 38 und 40 bilden somit ein Gelenk mit der Gelenkachse auf der Drehachse 36 des Ausgleich-Zwischenrades 18, welches sich entsprechend ändernden Abständen zwischen den Drehachsen 42 und 44 aufgrund von Wärmeausdehnung mehr oder weniger weit spreizt. Mittels Tellerfedern 46 wird dabei ein Taumeln des Ausgleich-Zwischenrades 18 verhindert.

[0020] Fig. 4 zeigt einen in Fig. 1 verdeckten Bereich des Stirnrad-Nockenwellenantriebs im Bereich des Nockenwellenrades 20. Das Bügelpaar 40 stützt sich im Zylinderkopfgehäuse über die Drehachse 44 des Nockenwellenrades 20 ab, wogegen jeweilige dem Nockenwellenrad 20 gegenüberliegende Enden 49 der Bügel 40 die Drehachse 36 des in Fig. 4 nicht dargestellten Ausgleich-Zwischenrades 18 halten. Mittels einer Schraube 48 und einer Hülse 50 wird die Nockenwellenanordnung verschraubt, welche ferner u.a. ein Geberrad 52 und eine Nabe 54 umfaßt.

Patentansprüche

1. Stirnrad-Nockenwellenantrieb für eine Brennkraftmaschine mit einem Kurbelgehäuse (10), einem Kurbelwellenrad (12) und einem Nockenwellenrad (20),
dadurch gekennzeichnet,
daß zwischen Kurbelwellenrad (10) und Nockenwellenrad (20) wenigstens ein Ausgleich-Zwischenrad (18) angeordnet ist, dessen Drehachse (36) bezüglich des Kurbelgehäuses (10) frei beweglich ist. 5
2. Stirnrad-Nockenwellenantrieb nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet,
daß die Drehachse (36) des Ausgleich-Zwischenrades (18) von wenigstens zwei Bügeln (38,40) schwenkbar gehalten ist, welche sich an der Drehachse (36) des Ausgleich-Zwischenrades (18) gegenüberliegenden Enden jeweils an festen Drehachsen (42,44) von zum Ausgleich-Zwischenrad (18) benachbarten Zahnrädern (20,34) schwenkbar abstützen. 10
3. Stirnrad-Nockenwellenantrieb nach Anspruch 1 oder 2,
dadurch gekennzeichnet,
daß das Ausgleich-Zwischenrad (18) zwischen dem Nockenwellenrad (20) und einem letzten Zwischenrad (16) des Stirnrad-Nockenwellenantriebes angeordnet ist. 20
4. Stirnrad-Nockenwellenantrieb nach einem der vorhergehenden Ansprüche,
dadurch gekennzeichnet,
daß ein Verhältnis der Zähnezahle zwischen dem Ausgleich-Zwischenrad (18) und einem benachbarten Zwischenrad (34) derart gewählt ist, daß sich ein Übersetzungsverhältnis von Kurbelwelle zu Nockenwelle von 2:1 ergibt. 30

Claims

1. Spur-wheel camshaft drive for an internal combustion engine with a crankcase (10), with a crankshaft wheel (12) and with a camshaft wheel (20), **characterized in that** between the crankshaft wheel (12) and the camshaft wheel (20) is arranged at least one balancing intermediate wheel (18), the axis of rotation (36) of which is freely movable with respect to the crankcase (10). 45
2. Spur-wheel camshaft drive according to Claim 1, **characterized in that** the axis of rotation (36) of the balancing intermediate wheel (18) is held pivotably by at least two shackles (38, 40) which are pivotably supported, at ends located opposite the axis of ro- 50

tation (36) of the balancing intermediate wheel (18), in each case at fixed axes of rotation (42, 44) of gearwheels (20, 34) adjacent to the balancing intermediate wheel (18).

3. Spur-wheel camshaft drive according to Claim 1 or 2, **characterized in that** the balancing intermediate wheel (18) is arranged between the camshaft wheel (20) and a last intermediate wheel (16) of the spur-wheel camshaft drive.
4. Spur-wheel camshaft drive according to one of the preceding claims, **characterized in that** a ratio of the number of teeth between the balancing intermediate wheel (18) and an adjacent intermediate wheel (34) is selected such that a transmission ratio from crankshaft to camshaft of 2:1 is obtained.

Revendications

1. Entraînement d'arbre à cames à roue droite pour un moteur à combustion interne comprenant un vilebrequin (10), un pignon de vilebrequin (12) et une roue d'arbre à cames (20),
caractérisé en ce que entre le pignon de vilebrequin (12) et la roue d'arbre à cames (20) est disposée au moins une roue intermédiaire d'équilibrage (18), dont l'axe de rotation (36) est librement mobile par rapport au vilebrequin (10).
2. Entraînement d'arbre à cames à roue droite selon la revendication 1,
caractérisé en ce que l'axe de rotation (36) de la roue intermédiaire d'équilibrage (18) est tenu de façon basculante par au moins deux brides (38, 40) qui s'appuient de façon à pouvoir basculer sur des extrémités faisant face à l'axe de rotation (36) de la roue intermédiaire d'équilibrage (18) respectivement sur des axes de rotation (42, 44) fixes de roues dentées (20, 34) voisines de la roue intermédiaire d'équilibrage (18).
3. Entraînement d'arbre à cames à roue droite selon la revendication 1 ou 2,
caractérisé en ce que la roue intermédiaire d'équilibrage (18) est disposée entre la roue d'arbre à cames (20) et une dernière roue intermédiaire (16) de l'entraînement d'arbre à cames à roue droite.
4. Entraînement d'arbre à cames à roue droite selon l'une quelconque des revendications précédentes,
caractérisé en ce qu'un rapport de nombre de dents entre la roue intermédiaire d'équilibrage (18) et une roue intermédiaire (34) voisine est choisi de telle sorte qu'on obtient un rapport de transmission du vilebrequin à l'arbre à cames de 2:1.

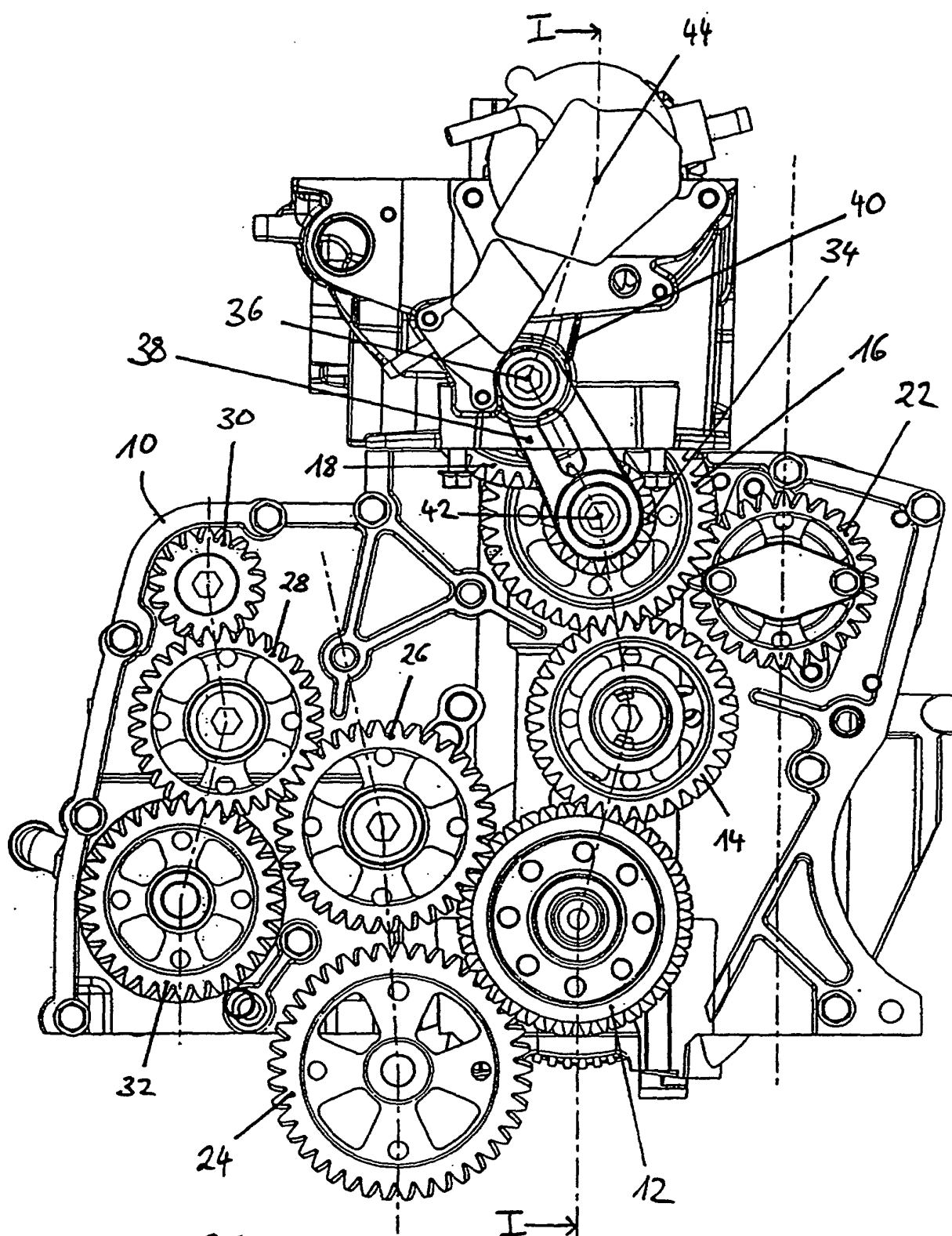
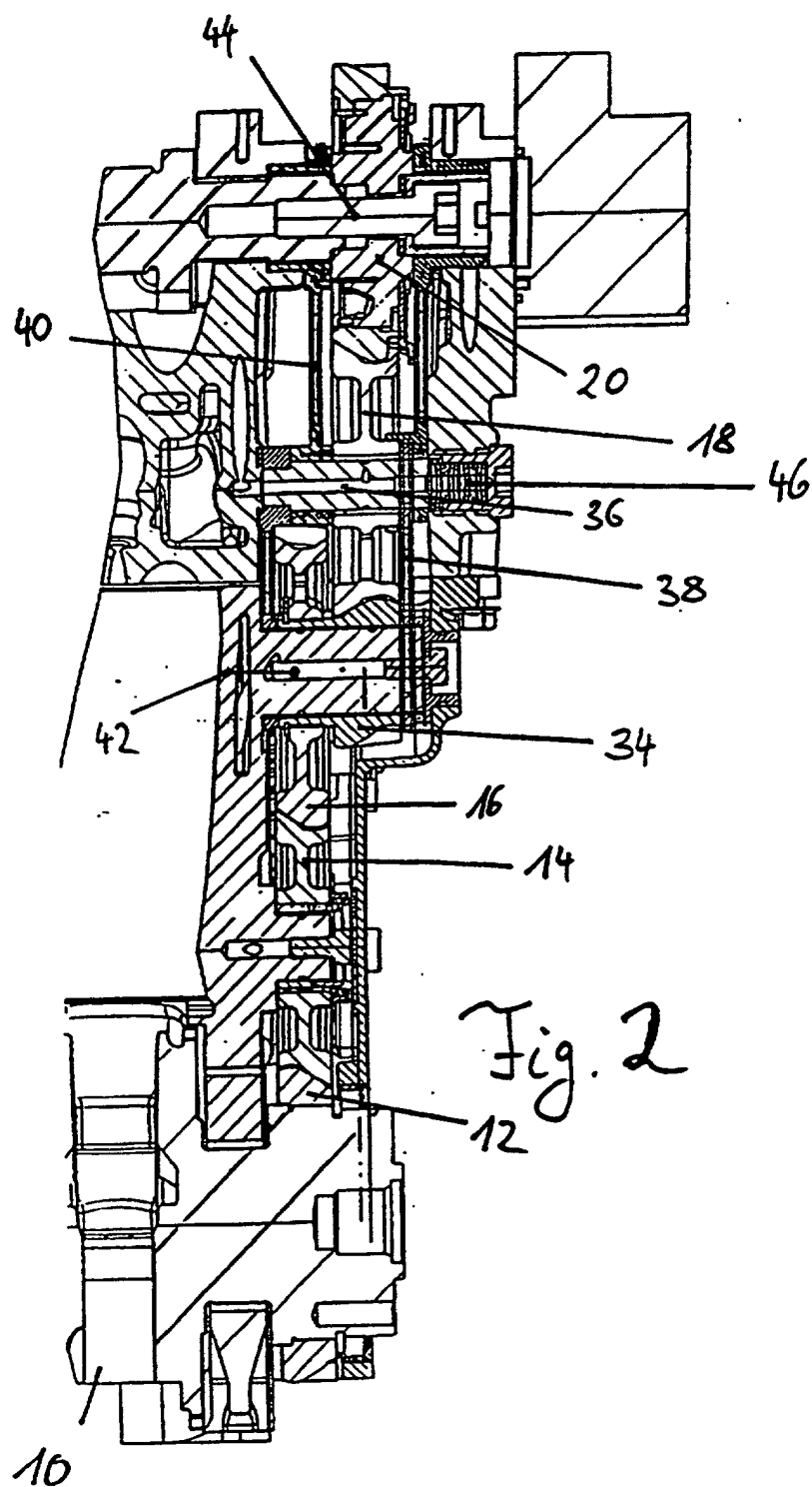


Fig. 1



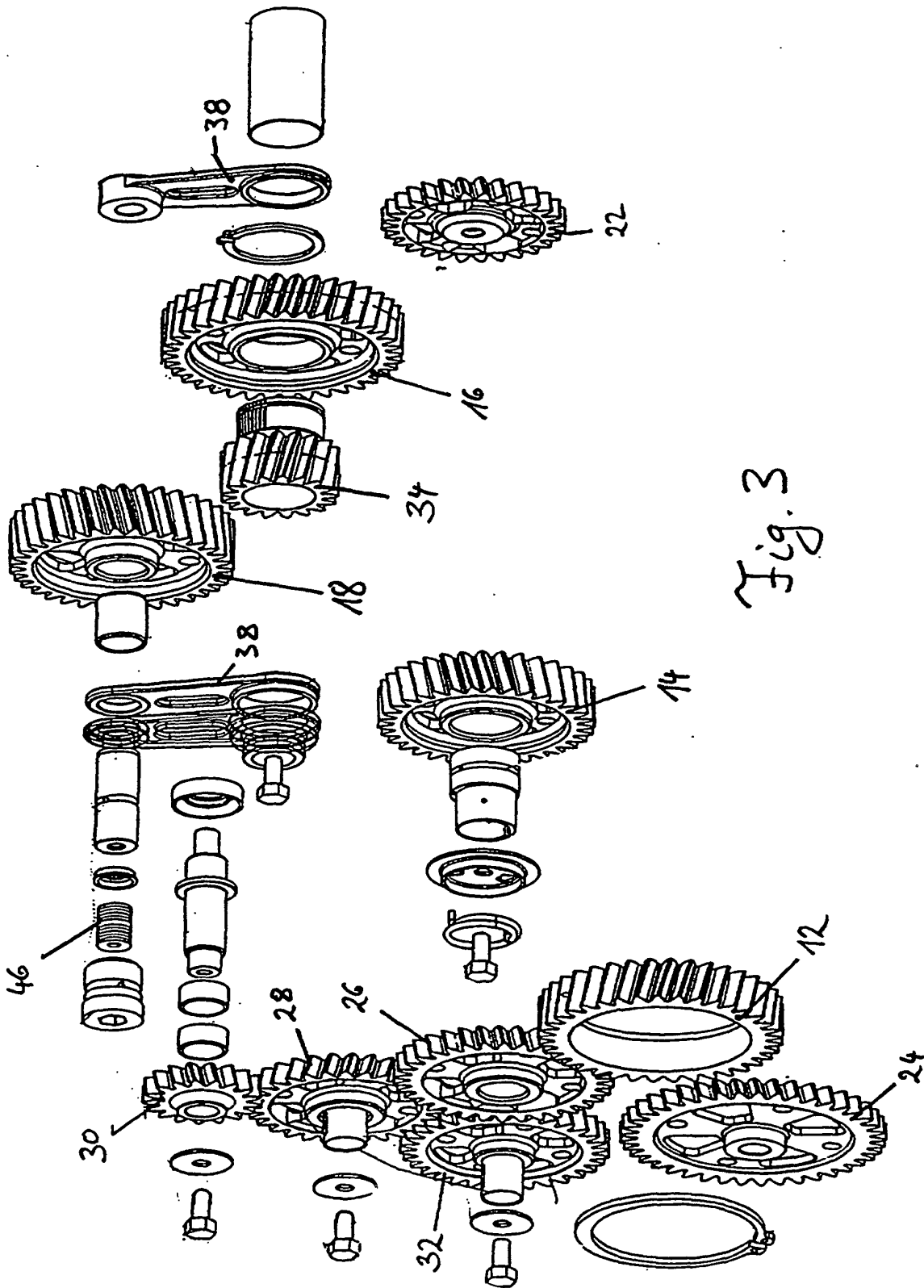


Fig. 3

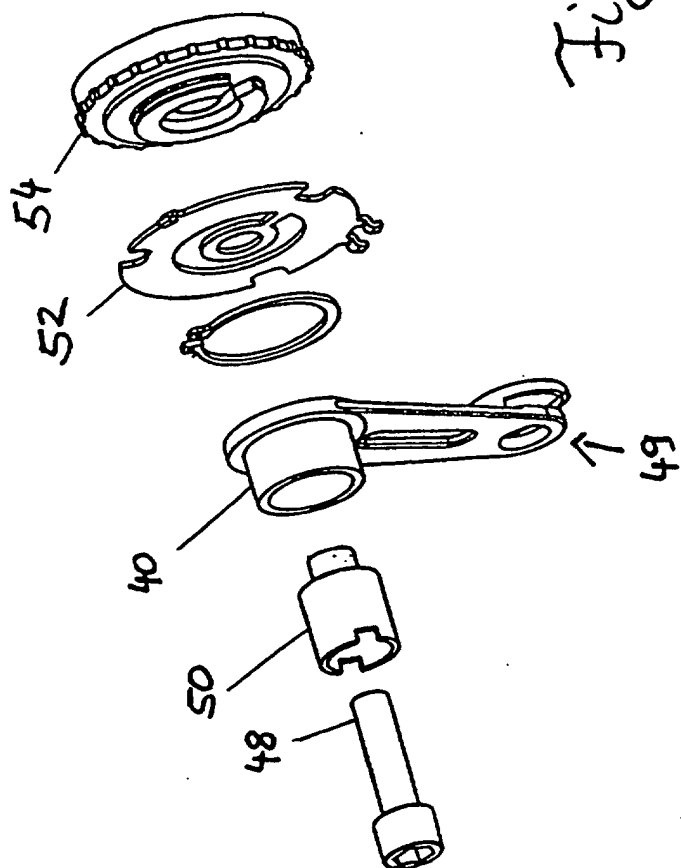
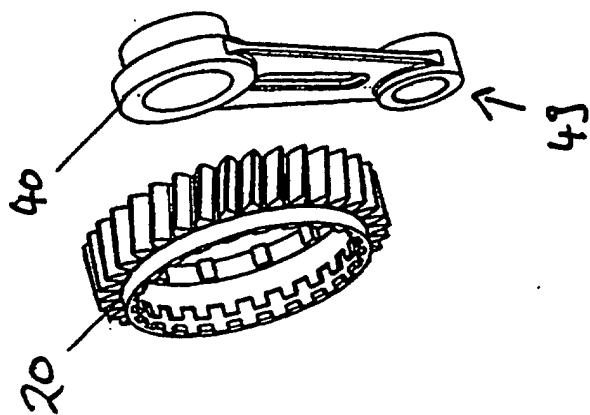


Fig. 4