

(19)



Europäisches Patentamt

European Patent Office

Office européen des brevets



(11)

EP 0 656 990 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:

04.12.1996 Patentblatt 1996/49

(51) Int Cl.⁶: **F01P 7/04, F16H 3/72**

(86) Internationale Anmeldenummer:
PCT/EP93/02305

(21) Anmeldenummer: **93919186.2**

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 94/04801 (03.03.1994 Gazette 1994/06)

(22) Anmeldetag: **26.08.1993**

(54) **VORRICHTUNG ZUM ANTRIEB EINES NEBENAGGREGATS EINES KRAFTFAHRZEUGS, INSBESONDERE EINES KÜHLERLÜFTERS EINER BRENNKRAFTMASCHINE**

DEVICE FOR DRIVING A MOTOR VEHICLE ACCESSORY GROUP, IN PARTICULAR THE RADIATOR FAN OF AN INTERNAL COMBUSTION ENGINE

DISPOSITIF D'ENTRAÎNEMENT D'UN GROUPE AUXILIAIRE D'UN VEHICULE A MOTEUR, NOTAMMENT DU VENTILATEUR DU RADIATEUR D'UN MOTEUR A COMBUSTION INTERNE

(84) Benannte Vertragsstaaten:
DE ES FR SE

(30) Priorität: **26.08.1992 DE 9211473 U**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
14.06.1995 Patentblatt 1995/24

(73) Patentinhaber: **FICHEL & SACHS AG**
D-97424 Schweinfurt (DE)

(72) Erfinder:
• **BAIER, Wolfgang**
D-97502 Obbach (DE)
• **LUTZ, Manfred**
D-97424 Schweinfurt (DE)

• **DEPERT, Reinhard**
D-97469 Gochsheim (DE)
• **KURZ, Walter**
D-87471 Durach (DE)

(74) Vertreter: **Liska, Horst, Dr.-Ing. et al**
Patentanwälte
H. Weickmann, K. Fincke, F.A. Weickmann,
B. Huber, H. Liska, J. Prechtel, B. Böhm
Postfach 86 08 20
81635 München (DE)

(56) Entgegenhaltungen:
EP-A- 0 129 685 DE-A- 3 508 808
DE-A- 3 533 142 DE-A- 4 216 135
FR-A- 2 414 626

EP 0 656 990 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

Die Erfindung betrifft allgemein eine Vorrichtung zum Antrieb eines Kühlerlüfters einer Brennkraftmaschine, gemäß den Oberbegriffen der Ansprüche 1, 7 (EP-A-0129685).

Üblicherweise sind in einem Kraftfahrzeug eine Vielzahl von der Brennkraftmaschine aus angetriebenen Nebenaggregate vorgesehen, wie zum Beispiel ein elektrischer Generator, Ölpumpen, Kompressoren für Druckluft oder Klimageräte oder einen Kühlerventilator bzw. Kühlerlüfter. Nebenaggregate dieser Art werden vielfach über ein Riemengetriebe von der Brennkraftmaschine aus angetrieben. Das Riemengetriebe, bei dem es sich um ein Übersetzungsgetriebe oder ein Untersetzungsgetriebe handeln kann, paßt die Drehzahl der Brennkraftmaschine der Betriebsdrehzahl des Nebenaggregats an.

Kühlerlüfter werden üblicherweise über Flüssigkeits-Reibungskupplungen temperaturabhängig gesteuert, wie dies beispielsweise in der DE-A-38 07 109 beschrieben ist. Die Flüssigkeits-Reibungskupplung schaltet den Kühlerlüfter bei tiefen Temperaturen ab und bei hohen Temperaturen ein. Der Kühlleistungsbedarf hängt allerdings auch von der Fahrgeschwindigkeit und der sich damit ergebenden Fahrtwindkühlung ab. Die von der Flüssigkeits-Reibungskupplung auf den Kühlerlüfter übertragbare Leistung ist darüber hinaus von der Motordrehzahl abhängig. Um bei niedriger Motordrehzahl ein hinreichend großes Drehmoment über die Kupplung übertragen zu können, ist es vielfach erforderlich, die Motordrehzahl für den Antrieb des Kühlerlüfters ins Schnelle zu übersetzen. Andererseits ist es erwünscht, bei hohen Drehzahlen zur Leistungersparnis die Drehzahl zu verringern.

Unter einem ersten Aspekt ist es Aufgabe der Erfindung, eine Antriebsvorrichtung für einen Kühlerlüfter eines Kraftfahrzeugs zu schaffen, dessen Drehzahl besser als bisher dem Kühlbedarf der Brennkraftmaschine des Kraftfahrzeugs angepaßt werden kann.

Unter dem ersten Aspekt geht die Erfindung aus von einer Vorrichtung zum Antrieb eines Kühlerlüfters einer Brennkraftmaschine eines Kraftfahrzeugs, umfassend: ein Getriebe im Antriebsweg des Kühlerlüfters und eine mit dem Getriebe verbundene Flüssigkeits-Reibungskupplung zur insbesondere temperaturabhängigen Steuerung des Betriebs des Kühlerlüfters.

Die erfindungsgemäße Vorrichtung ist durch die Merkmale des Anspruchs 1 bzw. 7 gekennzeichnet.

Die Kombination der Flüssigkeits-Reibungskupplung mit einem Getriebe mit änderbarem Drehzahlverhältnis erlaubt es, die Kühlleistung des Kühlerventilators besser als bisher den momentanen Betriebsbedingungen des Kraftfahrzeugs, insbesondere dessen Fahrgeschwindigkeit und Motordrehzahl, anzupassen. Während die Flüssigkeits-Reibungskupplung zweckmäßigerweise wie bisher temperaturabhängig gesteuert wird, kann die Bremseinrichtung abhängig von einer

Motordrehzahlschwelle und/oder einer Fahrgeschwindigkeitsschwelle über eine beispielsweise elektrische Steuerung gesteuert werden. Der koaxiale Aufbau sowohl der Flüssigkeits-Reibungskupplung als auch des Planetengetriebes erlaubt es, beide Komponenten gleichachsig anzuordnen und gegebenenfalls direkt mit einem Abtriebsende der Kurbelwelle der Brennkraftmaschine zu verbinden. Es versteht sich, daß das Planetengetriebe jedoch auch gegen die Kurbelwellenachse versetzt sein kann und gegebenenfalls über ein Riemengetriebe mit der Kurbelwelle verbunden sein kann.

In einer ersten Variante sind die Bremsmittel als steuerbare Kupplung, insbesondere als Elektromagnetkupplung ausgebildet, mittels der die erste Getriebekomponente relativ zu einem relativ zur Brennkraftmaschine stationären Bauteil blockierbar ist. Die zweite Getriebekomponente ist über eine Freilaufkupplung mit der dritten Getriebekomponente und über die Flüssigkeits-Reibungskupplung mit dem Kühlerlüfter verbunden. In dieser Ausgestaltung läßt sich bei hinreichend kleinem Bauraum ein Übersetzungsgetriebe aufbauen, das bei eingeschalteter Kupplung ins Schnelle übersetzt, bei in den Öffnungszustand gesteuerter Kupplung über die zusätzliche Freilaufkupplung jedoch den direkten Antrieb des Kühlerlüfters mit der Motordrehzahl zuläßt. Bei niedrigen Motordrehzahlen kann auf diese Weise die Lüfterdrehzahl angehoben werden, ohne daß erhöhte Antriebsverluste in Kauf genommen werden müßten.

Bevorzugt ist die das Hohlrad umfassende zweite Getriebekomponente fest mit der Flüssigkeits-Reibungskupplung verbunden. Dies gilt insbesondere dann, wenn der Antrieb von der Brennkraftmaschine her über die dritte Getriebekomponente, d.h. den Planetenradträger, erfolgt. Das in dieser Konfiguration bei stationärem Sonnenrad erreichbare Übersetzungsverhältnis ist dem Betriebsdrehzahlbereich der Brennkraftmaschine einerseits und des Kühlerlüfters andererseits besonders gut angepaßt.

Speziell wenn die zentrale Welle in Drehantrieb mit der Kurbelwelle der Brennkraftmaschine steht, kann die Flüssigkeits-Reibungskupplung besonders einfach mit der das Hohlrad bildenden zweiten Getriebekomponente zu einer Baueinheit verbunden werden. Speziell kann die zentrale Welle in diesem Fall auch gleichachsig und fest direkt mit der Kurbelwelle verbunden sein.

Unmittelbar an der Kurbelwelle angebaute Planetengetriebe sind vergleichsweise hohen mechanischen Belastungen aufgrund der Ungleichförmigkeit der Kurbelwellendrehung ausgesetzt. Vibrationen ergeben sich an der Kurbelwelle nicht zuletzt sowohl radial als auch axial, da die Kurbelwelle in der Regel schwimmend in Gleitlagern gelagert ist. Verschleißerscheinungen an der Elektromagnetkupplung lassen sich beträchtlich mindern, wenn die Elektromagnetkupplung eine mit der ersten Getriebekomponente drehfest verbundene, axial bewegliche Ankereinheit und eine die zentrale Welle ringförmig umschließende Magnetwicklungseinheit um-

faßt, die über wenigstens ein Wälzlager an der zentralen Welle direkt oder indirekt radial geführt und über eine sowohl axial als auch radial elastische Drehmomentstütze an einem Bauteil der Brennkraftmaschine drehfest geführt ist. Die Magnetwicklungseinheit kann auf diese Weise den axialen und radialen Schwingungsbewegungen der Kurbelwelle folgen und ist dennoch drehfest an der Brennkraftmaschine gehalten. Bei der Drehmomentstütze handelt es sich zweckmäßigerweise um ein in Umfangsrichtung steifes Blechformteil, das sich in einem ersten Abschnitt achsnormal zur Drehachse und in einem zweiten Abschnitt in Richtung der Drehachse erstreckt.

Als besonders günstig hat es sich in diesem Zusammenhang erwiesen, wenn die Ankereinheit zumindest eine Ankerplatte umfaßt, die mittels einer axial elastischen Blattfederanordnung axial beweglich mit der ersten Getriebekomponente fest verbunden ist, beispielsweise angelenkt ist. Es hat sich gezeigt, daß eine solche Aufhängung der Ankerplatte auch bei großen Ungleichförmigkeitsvibrationen nur wenig verschleißt.

In einer zweiten Ausgestaltung der Erfindung bildet die Flüssigkeits-Reibungskupplung zugleich die steuerbaren Bremsmittel und übt auf eine der Getriebekomponenten ein Bremsmoment variabler Größe aus. Das Kupplungsmoment der Flüssigkeits-Reibungskupplung erlaubt es nicht nur, die Leistung des Kühlerlüfters, sondern auch dessen Antriebsdrehzahl, zu steuern. Die Steuerung erfolgt herkömmlich durch Ändern des Flüssigkeitsfüllgrads in den Scherspalten der Flüssigkeits-Reibungskupplung, vorzugsweise jedoch durch externe Steuermittel, wie zum Beispiel Pumpen oder Ventile, um eine bestimmte Temperaturcharakteristik des Kupplungsbetriebs vorgeben zu können, oder aber zusätzlich oder alternativ den Kupplungsbetrieb abhängig von der Motordrehzahl oder der Fahrgeschwindigkeit variieren zu können. Die Flüssigkeits-Reibungskupplung kann in der vorstehend für eine Elektromagnetkupplung erläuterten Weise mit dem Planetengetriebe vereinigt sein, so daß für die Zuleitung der Scherflüssigkeit stationäre Zuleitungen verwendet werden können.

Der Kühlerlüfter ist zweckmäßigerweise wiederum mit der zweiten, das Hohlrad bildenden Getriebekomponente drehfest verbunden, während die Flüssigkeits-Reibungskupplung je nach der für den Antrieb ausgenutzten Getriebekomponente mit einer der beiden anderen Getriebekomponenten, insbesondere jedoch mit der das Sonnenrad bildenden ersten Getriebekomponente, verbunden ist. Es versteht sich, daß die Flüssigkeits-Reibungskupplung, die in dieser Ausführungsform als "Flüssigkeits-Reibungsbremse" wirkt, ihre Bremswirkung auch zwischen zwei der Getriebekomponenten entfalten kann, um das Planetengetriebe insgesamt zu blockieren und einen 1:1-Antrieb des Kühlerlüfters zu erreichen. Vorzugsweise ist die Flüssigkeits-Reibungskupplung jedoch mit einem stationären Bauteil der Brennkraftmaschine drehfest verbunden.

Aus DE-C-35 08 808 ist es bekannt, ein drehzahl-

umschaltbares Planetengetriebe an einer Verlängerung der Kurbelwelle einer Brennkraftmaschine zu lagern und für die Drehzahlanpassung eines Nebenaggregats des Kraftfahrzeugs auszunutzen. Das Planetengetriebe ist als Untersetzungsgetriebe ausgebildet und treibt über seinen mit der Verlängerung der Kurbelwelle drehfest verbundenen Planetenradträger das in einer Riemenscheibe endende Sonnenrad an. Das ebenso wie das Sonnenrad mit den Planetenrädern kämmende Hohlrad des Planetengetriebes ist über eine elektromagnetische Kupplung relativ zum stationären Motorgehäuse blockierbar. Eine Einwegkupplung verbindet für den direkten Antrieb den Planetenradträger mit dem Hohlrad.

Bei dem bekannten Planetengetriebe sind das Hohlrad und das Sonnenrad über herkömmliche Rillenkugellager aneinander und an der Verlängerung der Kurbelwelle gelagert. Die das Abtriebsorgan des Planetengetriebes bildende Riemenscheibe bildet zugleich ein das Planetengetriebe umschließendes Gehäuse und ist mit Schmiermittel gefüllt, um den Verschleiß auch bei vergleichsweise hoher zu übertragender Antriebsleistung gering halten zu können.

Da das Getriebe zusammen mit der Kurbelwelle rotiert, ist die Schmiermittelfüllung Zentrifugalkräften ausgesetzt. Um dennoch sämtliche Kugellager und die Zahnräder des Planetengetriebes betriebssicher schmieren zu können, müßte das Gehäuse vollständig mit Schmiermittel gefüllt sein. Dies ist an sich unerwünscht, da es das Gewicht des Planetengetriebes erhöht und bereits geringe Schmiermittelverluste im Betrieb zum Trockenlaufen der im wesentlichen radial innen in dem Gehäuse angeordneten Kugellager führen.

Es wurde bereits vorgeschlagen, die das Planetengetriebe aufnehmende Schmiermittelkammer lediglich teilweise mit Schmiermittel, beispielsweise Öl, zu füllen und durch eine Fördereinrichtung das durch die Zentrifugalkräfte im Betrieb nach außen abgeschleuderte Schmiermittel wieder in den radial inneren Bereich der Schmiermittelkammer zurückzufördern. Bei der Fördereinrichtung kann es sich um eine Pumpe oder ein Schöpfrohr handeln, die durch die Relativbewegung der Getriebekomponenten des Planetengetriebes angetrieben wird, nachdem die Zahnräder des Planetengetriebes lediglich im Untersetzungs- oder Übersetzungsbetrieb aneinander abwälzen.

Es hat sich jedoch gezeigt, daß der vorstehend erläuterte Versuch, das Schmierproblem zu lösen, lediglich den Verschleiß im Untersetzungs- bzw. Übersetzungsbetrieb des Planetengetriebes mindern kann. Bei direktem Antrieb und überbrücktem Planetengetriebe laufen zwar die Planetenräder nicht kontinuierlich um, aber aufgrund der Ungleichförmigkeit der Kurbelwellenbewegung schwingen die Getriebekomponenten relativ zueinander in einem begrenzten Drehwinkelbereich. Da aber bei überbrücktem Planetengetriebe die Schmiermittelförderung aussetzt, wird das Schmiermittel abzentrifugiert, womit die außerhalb des Schmiermittelfüllpe-

gels radial innen gelegenen Wälzlager und Getriebekomponenten zum Trockenlaufen neigen. Es hat sich gezeigt, daß insbesondere die inneren Laufbahnen der Wälzlager bereits nach kurzer Zeit verschlissen sind, wenn das Planetengetriebe über zu lange Perioden ausschließlich in überbrücktem Zustand betrieben wird.

Unter dem Aspekt den lebensdauerermindernden Verschleiß sehr gering zu halten, wird vorgeschlagen, daß wenigstens eine der Getriebekomponenten an zumindest einem Wälzlager gelagert ist, dessen Wälzkörper zwischen einer radial inneren Laufbahn und einer radial äußeren Laufbahn geführt sind.

Desweiteren ist vorgesehen, daß das Planetengetriebe eine teilweise mit Schmiermittel gefüllte, nach außen abgedichtete Schmiermittelkammer aufweist, die zumindest das Sonnenrad, das Hohlräder und jedes Planetenrad umschließt, daß innerhalb der Schmiermittelkammer wenigstens eine ausschließlich nach radial innen offene, im übrigen jedoch geschlossene, ringförmige Schmiermitteltasche abgeteilt ist, in der die äußere und die innere Laufbahn zumindest des einen Wälzlagers im wesentlichen vollständig untergebracht sind und daß das Planetengetriebe eine Schmiermittelfördereinrichtung aufweist, die das Schmiermittel von einem radial äußeren Bereich der Schmiermittelkammer in einen Bereich radial innerhalb des Sonnenrads und jeder Schmiermitteltasche fördert.

Die Schmiermittelfördereinrichtung fördert das Schmiermittel, bei dem es sich zweckmäßigerweise um flüssiges Schmiermittel, wie zum Beispiel Öl oder dergleichen, handelt, während des Untersetzungs- oder Übersetzungsbetriebs des Planetengetriebes in dem Bereich der zentralen Welle, von wo aus es sich durch Zentrifugalkraft über die zu schmierenden Flächen verteilt. Gegebenenfalls sind zusätzliche Kanäle vorgesehen, um die Schmiermittelverteilung gezielt vornehmen zu können. Um die bei überbrücktem Planetengetriebe, d.h. direktem Antrieb, besonders gefährdeten inneren Laufbahnen der Wälzlager auch in dieser Betriebssituation schmieren zu können, laufen die Wälzlager in einem Schmiermittelbad innerhalb der Schmiermitteltaschen. Die Schmiermitteltaschen, die sich beim Stillstand des Getriebes teilweise entleeren können, nachdem sie nach radial innen hin offen sind, werden mit der ersten, auf den Stillstand folgenden Übersetzungs- oder Untersetzungsbetriebsphase des Planetengetriebes gefüllt. Gegebenenfalls kann vorgesehen sein, daß das Planetengetriebe in bestimmten Betriebssituationen, beispielsweise beim Start der Brennkraftmaschine, zwangsweise beispielsweise für eine kurze Zeitspanne, eingeschaltet wird. In jedem Fall wird jedoch nachfolgend verhindert, daß die Laufbahnen des Wälzlagers trocken laufen und verschleißen.

Wenngleich sich das vorstehend erläuterte Planetengetriebe speziell für den Antrieb des vorstehend erläuterten Kühlerlüfters eignet, so soll doch hervorgehoben werden, daß es sich für den Antrieb auch anderer Nebenaggregate, wie zum Beispiel eines elektrischen

Generators, einer Pumpe einer Hydraulik- oder Pneumatikanlage, eines Klimageräts oder dergleichen eignet. Die erfindungsgemäße Vorrichtung ist speziell dann von Vorteil, wenn das Planetengetriebe direkt mit der Kurbelwelle gekuppelt ist, also nicht über einen schwingungsdämpfenden Riemenantrieb von der Kurbelwelle aus angetrieben wird. Der Antrieb über einen Riemenantrieb ist jedoch gleichfalls möglich. Es versteht sich, daß den einzelnen Wälzlager jeweils gesonderte Schmiermitteltaschen zugeordnet sein können. Mehr oder weniger eng benachbarte Lager oder auch sonstige verschleißgefährdete Komponenten können jedoch auch in einer gemeinsamen Schmiermitteltasche untergebracht sein. Vorzugsweise sind sämtliche zur Lagerung der einzelnen Getriebekomponenten relativ zueinander vorgesehenen Wälzlager in Schmiermitteltaschen der erläuterten Art untergebracht.

Die Schmiermitteltaschen lassen sich besonders einfach dadurch realisieren, daß ein die äußere Laufbahn bildendes erstes Bauteil auf axial einer Seite der Wälzkörper mit einer Ringschulter fest, insbesondere integral, verbunden ist, die sich nach radial innen bis über den kleinsten Durchmesser der an einem zweiten Bauteil vorgesehenen inneren Laufbahn hinaus erstreckt. Bei diesen Bauteilen kann es sich um Lagerringe herkömmlicher Wälzlager handeln, zweckmäßigerweise werden jedoch die Laufbahnen in auch ansonsten für die Funktion des Planetengetriebes erforderliche Komponenten integral mit eingeformt, um Bauraum und zusätzliche Mittel für die Fixierung der Lager einzusparen. Es versteht sich, daß die Ringschulter und das die äußere Laufbahn bildende erste Bauteil einteilig miteinander verbunden sein können, es sich aber auch um zwei gesonderte, jedoch fest, beispielsweise im Preßsitz, miteinander verbundene Teile handeln kann.

Die Ringschulter ist bevorzugt auf der den Planetenrädern axial zugewandten Seite der äußeren Laufbahn vorgesehen, wobei das erste Bauteil auf der den Planetenrädern axial abgewandten Seite entweder mittels eines Dichtrings gegenüber dem zweiten Bauteil abgedichtet ist oder mit einer Seitenwand der Schmiermittelkammer drehfest und dicht verbunden ist. Auf diese Weise können für die Abdichtung der Schmiermittelkammer ohnehin erforderliche Komponenten mit ausgenutzt werden. Diese Art der Abdichtung bietet jedoch besondere Vorteile dann, wenn, wie nachfolgend noch näher erläutert wird, die Konstruktion so getroffen ist, daß die zur Lagerung der Getriebekomponenten vorgesehenen Wälzlager axial spielausgleichend verspannt werden.

Speziell wenn zusätzlich zu einem der Wälzlager auch noch weitere zu schmierende Komponenten, wie zum Beispiel eine Freilaufkupplung oder dergleichen, in einer der Schmiermitteltaschen untergebracht werden soll, kann es zu Montageproblemen kommen, wenn die zu schmierenden Flächen die Ringschulter in Einbauichtung überdecken. In einer bevorzugten Ausgestaltung ist deshalb vorgesehen, daß die Ringschulter

durch einen nach radial innen vorstehenden, in eine Umfangsaussparung des zweiten Bauteils eingreifen- den Ringflansch aus elastischem Material aufweist. Ein solcher elastischer Ringflansch kann auch über Hinter- schneidungen hinweg eingebaut werden. Dies ist ins- besondere dann von Vorteil, wenn Laufbahnen oder dergleichen integral an dem zweiten Bauteil angeformt werden sollen.

Insbesondere Ausführungsformen, die direkt an der Kurbelwelle der Brennkraftmaschine angebaut werden sollen, sind besonders hohen Vibrationen und Ungleich- förmigkeiten der Drehbewegung ausgesetzt. Da die Kurbelwelle normalerweise in Gleitlagern gelagert ist, also auf einem Ölfilm "schwimmt", sind der durch die Zündreihenfolge hervorgerufenen Ungleichförmigkeit bzw. Drehschwingung sowohl radiale als auch axiale Schwingungen überlagert. Dies trifft insbesondere für Dieselmotore und hier speziell Dieselmotore von Last- kraftwagen zu. In einer bevorzugten Ausgestaltung ist vorgesehen, daß die Getriebekomponenten beiderseits des Bereichs, in welchem jedes Planetenrad um das Sonnenrad umläuft, an Wälzlager relativ zueinander drehbar gelagert sind, deren die Laufbahnen bildende Bauteile zusammen mit Bauteilen zumindest einer der Getriebekomponenten in einem gemeinsamen Abstütz- kraftweg zwischen zwei in axialem Abstand sich gegen- überliegenden Anschlagorganen der zentralen Welle axial im wesentlichen spielfrei fixiert sind. Hierdurch wird erreicht, daß die an den Wälzlager gelagerten Ge- triebekomponenten im wesentlichen axial spielfrei zu- einander gelagert sind und dementsprechend keine Stoßbelastung der Wälzlager aufgrund relativ zueinan- der axial oder radial sich bewegender Getriebekompo- nenten auftreten. Vorzugsweise sind sämtliche an der Lagerung der Getriebekomponenten beteiligten Wälz- lager in den gemeinsamen Abstützweg einbezogen. Bei den Wälzlager handelt es sich bevorzugt um Schulter- lager oder Schräglager, d.h. Wälzlager mit wenigstens einer generell schräg zur Drehachse verlaufenden Lauf- bahn. Vorteil dieser Wälzlager ist, daß ihre ohnehin schräg verlaufenden Laufbahnen zur Bildung der Schmiermitteltasche ausgenutzt werden können.

Bei der das Planetengetriebe lagernden zentralen Welle kann es sich um eine stationäre Welle handeln, insbesondere wenn das Planetengetriebe gesondert von der Kurbelwelle angeordnet und beispielsweise über einen Riemenantrieb oder dergleichen angetrie- ben wird. In einer zweckmäßigen Ausgestaltung ist je- doch vorgesehen, daß die zentrale Welle um die Dreh- achse drehbar angeordnet ist und daß eine der Getrie- bekompnenten über Verbindungsmittel, die eine Axial- bewegung zulassen, drehfest mit der zentralen Welle verbunden ist, während die beiden anderen Getriebe- komponenten über Wälzlager, deren innere und äußere Laufbahnen eine Axialbewegung relativ zueinander zu- lassen, relativ zueinander und zur zentralen Welle dreh- bar geführt sind, in dem Abstützkraftweg angeordnet sind. Auf diese Weise sind die Getriebekomponenten

an und für sich lose auf der zentralen Welle geführt, und erst durch die axiale Abstützung in dem Abstützkraftweg wird axiales Spiel ausgeglichen.

Eine besonders einfache Variante für ein überset- zendes Planetengetriebe der letztgenannten Art erhält man, wenn die dritte Getriebekomponente drehfest auf der zentralen Welle sitzt und die erste Getriebekompo- nente mit einem ersten der Wälzlager an der zentralen Welle gelagert ist, wobei die zweite Getriebekomponen- te über ein zweites der Wälzlager an der dritten Getrie- bekompnenten und über ein drittes der Wälzlager an der ersten Getriebekomponenten gelagert ist. Eine solche Ausgestaltung ist kompakt, läßt sich einfach montieren und problemlos abdichten.

Die Schmiermittelfördereinrichtung kann nach Art einer Zahnradpumpe arbeiten, deren Stator und Rotor mit jeweils verschiedenen Getriebekomponenten ver- bunden sind, so daß sie im Übersetzungsbetrieb des Getriebes relativ zueinander rotieren. Bevorzugt trägt die das Sonnenrad umfassende erste Getriebekompo- nente die Pumpvorrichtung, um so das Schmiermittel besonders nahe an die zentrale Welle heranzuführen. Bei der Pumpvorrichtung kann es sich beispielsweise um ein radial verlaufendes Schöpfrohr handeln, das bei der Relativdrehung von Sonnenrad und Hohlrad das Schmiermittel aus dem radial äußeren Bereich ab- schöpft und nach radial innen fördert. In dem radial in- neren Bereich ist zweckmäßigerweise zwischen der er- sten Getriebekomponente und der zentralen Welle ein axial verlaufender Schmiermittelkanal, beispielsweise in Form eines Ringspalts oder wenigstens einer axial verlaufenden Nut, vorgesehen, der das Schmiermittel in axialer Richtung in dem Bereich der einzelnen Schmierstellen verteilt. An seinem einen Ende endet der axiale Schmiermittelkanal zweckmäßigerweise in der Schmiermitteltasche des ersten Wälzlagers. Das ande- re Ende des axialen Schmiermittelkanals kann mit einer nach radial außen geschlossenen, ringförmigen Schmiermitteltasche der dritten Getriebekomponente verbunden sein, von der radial innerhalb des Bereichs jedes Planetenrads ein radialer Kanal zum Lager des Planetenrads führt. Mit Hilfe einer solchen Schmiermit- teltasche läßt sich das aus dem axialen Schmiermittel- kanal austretende Schmiermittel in Umfangsrichtung auf einfache Weise gleichmäßig verteilen, während die von der Schmiermitteltasche ausgehenden radialen Ka- näle für eine gezielte Schmierung der Planetenradlager sorgen.

Im folgenden wird die Erfindung anhand einer Zeichnung näher erläutert. Hierbei zeigt:

- Fig. 1 eine Teildarstellung eines Axiallängsschnitts einer Antriebsbaueinheit für einen Kühlerlüf- ter einer Brennkraftmaschine;
- Fig. 2 eine schematische Darstellung der Bauein- heit;
- Fig. 3 ein Diagramm, das die Abhängigkeit der An- triebsleistung P des Kühlerlüfters von der

- Fig. 4 Drehzahl n des Kühlerlüfters zeigt;
eine schematische Darstellung einer Variante einer Antriebsbaueinheit für einen Kühlerlüfter und
- Fig. 5 eine Teildarstellung eines Axiallängsschnitts einer noch weiteren Variante einer Antriebsbaueinheit für einen Kühlerlüfter.

Fig. 1 zeigt eine Antriebsbaueinheit für einen Kühlerventilator bzw. Kühlerlüfter 1 einer nicht näher dargestellten Brennkraftmaschine eines Kraftfahrzeugs. Der Kühlerlüfter 1 sitzt in an sich bekannter Weise auf einem Gehäuse 3 einer allgemein mit 5 bezeichneten Flüssigkeits-Reibungskupplung herkömmlicher Bauart, wie sie anhand von Fig. 5 noch näher erläutert werden soll. Wie in Fig. 2 schematisch dargestellt, ist das Gehäuse 3 an einem Zapfen 7 drehbar gelagert und bildet zusammen mit einer fest an dem Zapfen 7 gehaltenen Läuferscheibe 9 Scherspalte 11, die, wenn sie mit einem viskosen Scherfluid gefüllt sind, das auf den Antriebszapfen 7 wirkende Antriebsmoment auf das Gehäuse 3 und damit den Kühlerlüfter 1 übertragen. Der Füllpegel in den Scherspalten 11 bestimmt das übertragbare Drehmoment und wird über eine nicht näher dargestellte Ventilanzordnung von einer mechanischen Temperaturregung 13, beispielsweise einer Bimetallsteuerung, temperaturabhängig gesteuert, wie dies beispielsweise in der DE-A-38 07 109 beschrieben ist. Bei tiefen Temperaturen wird das Scherfluid aus den Scherspalten 11 dynamisch aufgrund der Relativdrehung zwischen der Läuferscheibe 9 und dem Gehäuse 3 abgepumpt, womit der Kühlerlüfter 1 von dem Antriebszapfen 7 abgekuppelt ist, während die Scherspalte 11 bei hohen Temperaturen gefüllt und der Kühlerlüfter 1 damit eingeschaltet ist.

Die Flüssigkeits-Reibungskupplung 5 ist über ein schaltbares Planetengetriebe 15 direkt an einer Kurbelwelle 17 der Brennkraftmaschine angeflanscht. Das Planetengetriebe 15 ist als Übersetzungsgetriebe ausgebildet und umfaßt eine Elektromagnetkupplung 19, über die es in den Antriebsweg zwischen der Kurbelwelle 17 und dem Antriebszapfen 7 zur Erhöhung der Antriebsdrehzahl eingeschaltet oder aber für den direkten Antrieb mit der Kurbelwellendrehzahl überbrückt werden kann. Die Elektromagnetkupplung 19 wird von einer Steuerung 21 (Fig. 2) gesteuert, die ihrerseits auf weitere Betriebsparameter des Kraftfahrzeugs, insbesondere die mittels eines Drehzahlsensors 23 erfaßte Drehzahl der Brennkraftmaschine und gegebenenfalls die mittels eines Sensors 25 erfaßte Fahrgeschwindigkeit des Kraftfahrzeugs anspricht und auf der Grundlage dieser Parameter den Betrieb des Kühlerlüfters 1 optimiert.

Durch Überwachung der Motordrehzahl kann die Verlustleistung der Flüssigkeits-Reibungskupplung 5, gesehen über den gesamten Betriebsdrehzahlbereich, optimiert bzw. verringert werden. Fig. 3 zeigt den Leistungsbedarf P des Kühlerlüfters 1 in Abhängigkeit von

der Lüfterdrehzahl n bei konstant angenommener Motordrehzahl. Die Kurve A zeigt hierbei den Leistungsbedarf des Kühlerlüfters 1 allein, d.h. die für den Kühlerlüfter 1 am Ausgang der Flüssigkeits-Reibungskupplung 5 erforderliche Antriebsleistung, während die Kurven B und C die am Eingang der Flüssigkeits-Reibungskupplung 5 hierfür aufzuwendende Antriebsleistung bei unterschiedlichen Ausgangsdrehzahlen repräsentieren. Die Kurve B zeigt die Verhältnisse für den direkten Antrieb mit der Motordrehzahl, während die Kurve C die Verhältnisse bei Drehzahlübersetzung durch das Planetengetriebe 15 repräsentiert. Die durch Schraffur ange deutete Leistungsdifferenz repräsentiert den Leistungsverlust durch Schlupf in der Flüssigkeits-Reibungskupplung 5. Wie Fig. 3 zeigt, nimmt der Leistungsverlust und damit der Schlupf mit geringer werdender übertragbarer Leistung zu und durchläuft ein Maximum. Der Leistungsverlust und sein Maximum ist proportional zur Wärmeentwicklung in der Flüssigkeits-Reibungskupplung. Durch geeignete Wahl der Umschaltdrehzahl n_g , bei der die Steuerung 21 über die Elektromagnetkupplung 19 das Planetengetriebe 15 vom direkten Gang in den übersetzten Gang schaltet und durch geeignete Anpassung der Flüssigkeits-Reibungskupplung 5 an die sich hierdurch ergebenden Drehzahlbereiche kann die Verlustleistung verkleinert werden. Die zum besseren Verständnis in den Bereich der Kurve B hinein verlängerte Kurve C zeigt deutlich die Verringerung der Verlustleistung gegenüber einem ausschließlich drehzahlübersetzt den Kühlerlüfter antreibenden Getriebe, wie es beispielsweise herkömmlich als Riemengetriebe für diesen Zweck eingesetzt wird.

Die Umschaltdrehzahl n_g kann eine fest vorgegebene Größe haben; sie kann aber auch abhängig von der Fahrsituation des Kraftfahrzeugs, beispielsweise abhängig von dessen Fahrgeschwindigkeit und dem daraus sich ergebenden Kühlleistungsbedarf der Brennkraftmaschine variiert werden, beispielsweise indem bei geringer Fahrgeschwindigkeit und damit geringer Fahrtwindkühlung die Lüfterdrehzahl erhöht wird, während sie bei hoher Fahrgeschwindigkeit verringert wird.

Fig. 1 zeigt konstruktive Einzelheiten der anhand der Fig. 2 prinzipiell erläuterten Antriebsbaueinheit. Das Planetengetriebe 15 ist auf einer zur Drehachse 27 der Flüssigkeits-Reibungskupplung 5 und damit des Kühlerlüfters 1 gleichachsigen, zentralen Welle 29 radial und axial geführt. Die Welle 29 ist mit einem Endflansch 31 gleichachsig und direkt an einem Stirnende der Kurbelwelle 17 befestigt. Das Planetengetriebe 15 umfaßt drei relativ zueinander um die Drehachse 27 drehbare Getriebekomponenten, von denen eine erste Getriebekomponente ein relativ zur Welle 29 drehbares Sonnenrad 33, eine zweite Getriebekomponente, ein sowohl zur Welle 29 als auch dem Sonnenrad 33 drehbares Hohlrad 35 und eine dritte Getriebekomponente einen über eine Verzahnung 37 drehfest mit der Welle 29 verbundenen, allgemein mit 39 bezeichneten Planetenrad-

träger umfaßt, an welchem über Wälzlager 41 mehrere, beispielsweise drei, Planetenräder 43 achsparallel zur Drehachse 27 drehbar gelagert sind. Fig. 1 zeigt der Einfachheit halber lediglich eines der sowohl mit dem Sonnenrad 33 als auch dem Hohlrad 35 kämmenden Planetenräder 43.

Das Sonnenrad 33 ist über eine sowohl radial innen als auch radial außen verzahnte Kupplungsscheibe 45 mit einem Doppelkonus 47 drehfest verbunden. Der Doppelkonus 47 ist radial innen über ein erstes Wälzlager 49 an der Welle 29 gelagert und lagert seinerseits radial außen über ein zweites Wälzlager 51 eine von zwei Gehäuseschalen 53, 55, zwischen welchen das Hohlrad 35 durch Schrauben 57 gehalten ist. Die andere Gehäuseschale 55 ist über ein drittes Wälzlager 59 an einem die Welle 29 umschließenden, über die Verzahnung 37 mit dieser gekuppelten Ringteil 61 des Planetenradträgers 39. An der Gehäusehälfte 55 ist hierbei durch ein Deckelteil 63 gleichachsig zum Ringteil 61 ein weiteres Ringteil 67 drehfest über eine Verzahnung 65 gehalten. Die Ringteile 61, 67 bilden einerseits die Laufbahnen des Wälzlagers 59 und andererseits die Eingriffsflächen einer axial zwischen dem Wälzlager 59 und den Planetenrädern 43 angeordneten Einweg- oder Freilaufkupplung 69.

Die Elektromagnetkupplung 19 umfaßt eine zur Drehachse 29 konzentrische Magnetspuleneinheit 71, die über ein Wälzlager 73 an der Welle 29 zentriert geführt ist. Eine in Umfangsrichtung steife, beispielsweise als Blechformteil ausgebildete Reaktionsmomentstütze 75 verbindet die Elektromagneteinheit 71 drehfest mit einem stationären Bauteil, beispielsweise dem Motorblock der Brennkraftmaschine. Die Reaktionsmomentstütze 75 verläuft, um sowohl axiale als auch radiale Schwingungen der Kurbelwelle 17 aufnehmen zu können, in einem ersten Abschnitt 77 radial und in einem zweiten Abschnitt 79 axial. Der Elektromagneteinheit 71 ist eine Ankereinheit 81 zugeordnet, die über eine Verzahnung 83 drehfest, jedoch achsparallel beweglich an dem Doppelkonus 47 gehalten ist. Im drehzahlübersetzten Betrieb ist die Elektromagneteinheit 71 erregt, wodurch die Ankereinheit 81 angezogen und das Sonnenrad 33 gegen den stationären Motorblock gebremst wird. Die Kurbelwelle 17 treibt über die Welle 29 den Planetenradträger 39 an, dessen Planetenräder 43 sich an dem stationären Sonnenrad 33 abstützen und das Hohlrad mit übersetzter Drehzahl antreiben. Die mit ihrem Antriebszapfen 7 an dem Deckelteil 63 zentrisch befestigte Flüssigkeits-Reibungskupplung 5 wird damit über das Hohlrad 35 angetrieben.

Bei nicht erregter Elektromagnetkupplung 19 ist das Sonnenrad freigegeben, und das Hohlrad 35 und damit die Flüssigkeits-Reibungskupplung 5 wird über die Freilaufkupplung 69 direkt, d.h. im Drehzahlverhältnis 1:1 von der Welle 29 aus angetrieben.

Die Gehäusehälften 53, 55 bilden eine Schmiermittelkammer 85, die lediglich teilweise mit flüssigem Schmiermittel, wie zum Beispiel Schmieröl, gefüllt ist.

Die auf der axial der Elektromagnetkupplung 19 benachbarten Seite angeordneten Wälzlager 49, 51 sind durch Ringdichtungen 87, 89 abgedichtet; zur Abdichtung auf der axial anderen Seite des Planetengetriebes 15 überdeckt der Deckelteil 63 das freie Stirnende der Welle 29. Um trotz teilweiser Füllung den radial inneren Bereich des Planetengetriebes 15 schmieren zu können, fördert ein vom radial äußeren Bereich in den radial inneren Bereich führendes Schöpfrohr 91 das Schmiermittel in den Bereich der Welle 29. Das Schöpfrohr 91 sitzt auf dem Doppelkonus 47, ist also drehfest mit dem Sonnenrad 33 verbunden, und schöpft das in den Außenbereich zentrifugierte und mit dem Hohlrad 35 bzw. den Gehäusehälften 53, 55 relativ zum Sonnenrad 33 rotierende Schmiermittel in dem Bereich der Welle 29, wo es sich über nicht näher dargestellte axiale Kanäle verteilt und in dem Bereich der Wälzlager und Verzahnungen zurückzentrifugiert wird.

Im folgenden werden Varianten von Antriebsbaueinheiten für einen Kühlerlüfter erläutert. Gleichwirkende Komponenten werden mit den Bezugswerten vorangegangen erläuterten Ausführungsbeispiele bezeichnet und zur Unterscheidung mit einem Buchstaben versehen. Zur Erläuterung von Aufbau und Wirkungsweise wird auf die vorangegangene Beschreibung Bezug genommen.

Fig. 4 zeigt schematisch einen Kühlerlüfter 1a, der wiederum über ein Planetengetriebe 15a von der Kurbelwelle 17a der Brennkraftmaschine aus angetrieben wird. Das Planetengetriebe 15a umfaßt wiederum einen drehfest mit einer zentralen Welle 29a verbundenen Planetenradträger 39a mit mehreren Planetenrädern 43a, von denen jedes mit einem die Welle 29a drehbar umschließenden Sonnenrad 33a und einem zu einer Einheit mit Gehäusehälften 53a, 55a verbundenen Hohlrad 35a kämmt. Im Unterschied zur Baueinheit der Fig. 1 und 2 ist der Kühlerlüfter 1a drehfest mit dem Hohlrad 35a verbunden, und anstelle der Elektromagnetkupplung 19 ist die Flüssigkeits-Reibungskupplung 5a mit dem Sonnenrad 33a verbunden. Die Flüssigkeits-Reibungskupplung 5a wirkt als "Bremse", mittels der das Sonnenrad über die Reaktionsmomentstütze 75a mit variablem Drehmoment gegen den Motorblock der Brennkraftmaschine gebremst werden kann. Das Bremsmoment wird durch den Füllzustand der Scherspalte 11a der Flüssigkeits-Reibungskupplung 5a bestimmt. Um den Füllzustand ändern zu können, ist die Flüssigkeits-Reibungskupplung über eine Scherfluidzu-
leitung 92 mit einer Fluidquelle 93 verbunden, die, gesteuert von der elektrischen Steuerung 21a, den Füllzustand der Scherspalte 11a ändert. Die Steuerung 21a spricht nicht nur mittels der Sensoren 23a, 25a auf die Motordrehzahl und gegebenenfalls die Fahrgeschwindigkeit des Kraftfahrzeugs an, sondern mittels eines Temperatursensors 95 auch auf die Kühlerwassertemperatur oder die Umgebungstemperatur der Brennkraftmaschine. Vorteil der in Fig. 4 dargestellten Variante der Baueinheit ist, daß über die als Bremse wirkende Flüs-

sigkeits-Reibungskupplung 5a die Drehzahl des Kühlerlüfters 1a stufenlos variiert werden kann. Durch geeignete, beispielsweise durch Kennlinienfelder der Steuerung 21a realisierte Drehzahlkennlinien kann der Betrieb des Kühlerlüfters 1a weiter optimiert werden.

Im Ausführungsbeispiel der Fig. 4 fehlt die Freilaufkupplung des Ausführungsbeispiels der Fig. 1 und 2. Auf diese Weise kann bei vollständig entleerten Scherspalt 11a der Kühlerlüfter 1a abgeschaltet werden, da sich die Planetenräder 43a nicht mehr an dem dann frei umlaufenden Sonnenrad 33a abstützen können. Die maximale Drehzahl des Kühlerlüfters 1a ist bei maximalem Füllstand der Scherspalt 1a und damit im wesentlichen vollständig stationär gebremsten Sonnenrad 33a erreicht.

Fig. 5 zeigt eine weitere Variante einer Antriebsbaueinheit für einen Kühlerlüfter 1b. Die Baueinheit entspricht dem Prinzip nach der Variante der Fig. 1 und 2, wobei die Flüssigkeits-Reibungskupplung 5b in weiteren Einzelheiten dargestellt ist. Insbesondere zeigt Fig. 5, daß das mit einem Lager 97 an dem Antriebszapfen 7b gelagerte Gehäuse 3b durch eine Trennwand 99 in eine die Läuferscheibe 9b enthaltende und zusammen mit der Läuferscheibe 9b die Scherspalt 11b bildende Arbeitskammer 101 einerseits und eine axial daneben angeordnete Vorratskammer 103 für das Scherfluid unterteilt ist. Die Trennwand 99 enthält ein Ventilloch 105, das von einer Ventilplatte 107 gesteuert von einem Bimetall 109 temperaturabhängig geöffnet bzw. geschlossen wird. Bei geöffnetem Ventilloch 105 strömt Scherfluid in die Scherspalt 11b. Ein aufgrund der Relativedrehung zwischen der Läuferscheibe 9b und dem Gehäuse 3b wirksames Pumpelement 111 pumpt das Scherfluid bei geschlossenem Ventilloch 105 über eine Öffnung 113 der Trennwand 99 zum Abschalten der Flüssigkeits-Reibungskupplung 5b zurück in den Vorratsraum 103.

Ähnlich dem Ausführungsbeispiel der Fig. 1 und 2 bildet das Planetengetriebe 15b eine Baueinheit mit der Flüssigkeits-Reibungskupplung 5b und dem Kühlerlüfter 1b. Es ist wiederum auf einer zentralen Welle 29b gelagert, die über ihren Flansch 31b an der Kurbelwelle 17b gleichachsig zur Drehachse 27b befestigt ist. Es umfaßt wiederum ein relativ zur Welle 29b drehbares Sonnenrad 33b, ein relativ zum Sonnenrad 33b und der Welle 29b drehbares Hohlrad 35b und einen über die Verzahnung 37b drehfest mit der Welle 29b verbundenen Planetenradträger 39b, an dem über Nadellager 41b mehrere mit dem Sonnenrad 33b und dem Hohlrad 35b kämmende Planetenräder 43b achsparallel zur Drehachse 27b gelagert sind.

Das Sonnenrad 33b ist über den Doppelkonus 47b drehfest mit der Ankereinheit 81b der Elektromagnetkupplung 19b verbunden, deren ringförmig die Welle 29b auf der Kurbelwellenseite des Planetengetriebes 15b umschließender Elektromagnet 71b mittels des Kugellagers 73b relativ zur Welle 29b radial geführt ist. Das Kugellager 73b ist jedoch zur axialen Bauraumersparnis

nicht axial neben den im wesentlichen radial übereinander angeordneten Wälzlager 49b, 51b angeordnet, sondern gleichfalls etwa radial über diesen Lagern. Der Elektromagnet 71b ist ähnlich der Fig. 1 eine Reaktionsmomentstütze 75b zugeordnet, die zwar in Umfangsrichtung drehfest die Elektromagnet 71b mit einem stationären Bauteil der Brennkraftmaschine, beispielsweise dem Motorblock, verbindet und gleichfalls einen radial verlaufenden, axial elastischen Abschnitt 77b und einen axial verlaufenden, radial elastischen Abschnitt 79b umfaßt, um axiale und radiale Schwingungen der Kurbelwelle 17b aufnehmen zu können. Die Elektromagnetkupplung wird wiederum von einer elektrischen Steuerung 21b gesteuert, die mittels eines Drehzahlsensors 23b auf die Drehzahl der Brennkraftmaschine und gegebenenfalls mit einem weiteren Sensor 25b auf die Fahrgeschwindigkeit des Kraftfahrzeugs anspricht.

Abweichend von der Ausführungsform der Fig. 1 ist das Sonnenrad nicht über formschlüssige Verzahnungskupplungen oder dergleichen mit der Ankereinheit 81b verbunden, da sich herausgestellt hat, daß die Ungleichförmigkeit der Drehbewegung der Kurbelwelle 17b und deren axiale und radiale Schwingungen zu hohem Verschleiß an den Formschlußverzahnungen führen. Das Sonnenrad 33b ist deshalb entweder einteilig oder, wie in Fig. 5 dargestellt, durch eine Preßsitzverbindung 115 mit dem zwischen den beiden Wälzlager 49b, 51b hindurchtretenden Bauteil, hier dem Doppelkonus 47b, verbunden. Die Ankereinheit 81b hat eine ringförmig geschlossene, jedoch gegebenenfalls aus mehreren Segmenten zusammengesetzte Ankerplatte 117, die durch ein gegebenenfalls auch segmentiertes Blattfederelement 119 an dem Doppelkonus 47b fest montiert, beispielsweise angenietet, ist. Das Blattfederelement 119 verbindet die Ankerplatte 117 drehfest, aber axial beweglich, mit dem Doppelkonus 47b.

Das Hohlrad 35b ist entsprechend Fig. 1 zwischen zwei Gehäusehälften 53b, 55b eingesetzt und mit Schrauben 57b befestigt, wobei sich die Gehäusehälften 53b, 55b auf der Kurbelwellenseite über die Lager 51b, 49b an der Welle 29b und auf der kurbelwellenfernen Seite über das Lager 59b an dem seinerseits auf der Welle 29b sitzenden Planetenradträger 39b abstützen. Zwischen dem auf der Welle 29b sitzenden Ringteil 61b des Planetenradträgers 39b und einem über Schrauben 121 an der Gehäusehälfte 55b befestigten Ringteil 67b ist wiederum eine Freilaufkupplung 69b vorgesehen.

Die Gehäusehälften 53b, 55b umschließen zusammen mit dem Hohlrad 35b eine lediglich teilweise mit einem flüssigen Schmiermittel gefüllte Schmiermittelkammer 85b, in deren radial äußeren Bereich ein drehfest mit dem Sonnenrad 33b verbundenes Schöpfrohr 91b ragt, das durch Zentrifugalkräfte nach außen getriebenes Schmiermittel zurück in den Bereich der Welle 29b schöpft, sofern sich das Hohlrad 35b im drehzahlübersetzenden Betrieb des Planetengetriebes 15b rela-

tiv zum Sonnenrad 33b bewegt. Das Schöpfrohr 91b ist über eine radiale Bohrung 123 des Sonnenrads mit einem radial zwischen dem Sonnenrad 33b und der Welle 29b ausgebildeten, axial verlaufenden Kanal 125 verbunden. Der Kanal 125 verteilt das Schmiermittel in axialer Richtung in dem Planetengetriebe 15b und mündet hierzu auf der Kurbelwellenseite in einer zwischen dem Doppelkonus 47 und einem Lagerring 127 des radial innersten Wälzlagers 49b gebildeten, ringförmigen Schmiermitteltasche 129, die nach außen hin durch die Ringdichtung 87b abgedichtet ist. Das radial darüberliegende Wälzlager 51b bildet zwischen dem Doppelkonus 47b und einem von axial außen her in die Gehäusenhälfte 53b eingesetzten äußeren Lagerring 131 des Wälzlagers 51b gleichfalls eine durch die Ringdichtung 89b nach außen abgedichtete, ringförmige Schmiermitteltasche 133, der über einen Auslaß 135 im radial inneren Bereich des Schöpfrohrs 91b gleichfalls Schmiermittel zuführbar ist. Die Schmiermitteltaschen 129, 133 sind nach radial außen dicht und lediglich von radial innen her zugänglich.

Das der Kurbelwelle 17b ferne Ende des Kanals 125 mündet in einem der Schmiermittelverteilung dienenden Ringraum 137, von dem in dem Ringteil 61b ein Kanal 139 in eine zwischen den Ringteilen 61b, 67b sich befindende ringförmige Schmiermitteltasche 141 führt. Die Schmiermitteltasche enthält das Wälzlager 59b einschließlich seines auf den Ringteil 61b aufgesetzten inneren Lagerrings 143 sowie die Einwegkupplung 69b, deren Eingriffsflächen durch radial übereinanderliegende Bereiche der Ringteile 61b, 67b gebildet werden. Auf der kurbelwellenfernen Seite wird die Schmiermitteltasche 141 durch ein mit den Schrauben 121 am Ringteil 67b gehaltenes Dichtblech 145 abgedichtet, das sich über das kurbelwellenferne Ende der Welle 29b hinwegersteckt, jedoch im Bereich dieses Endes eine durch einen Deckel 147 verschlossene Montage- und Füllöffnung hat. Auf der den Planetenrädern benachbarten Seite ist zwischen dem Ringteil 67b und der Gehäusenhälfte 55b ein ringförmiges Dichtblech 149 eingesetzt, das an seinem Innenumfang eine ringförmige Dichtlippe 151 trägt, die sowohl über den Innenring 143 als auch über die radial innere Eingriffsfläche der Freilaufkupplung 69b nach radial innen in übersteht und in eine Umfangsnut 153 des Ringteils 61b eingreift, diese jedoch nicht berührt. Die auf diese Weise in der Schmiermittelkammer 85b abgeteilte Schmiermitteltasche 141 begrenzt nach radial außen abgedichtet ein Schmiermittelvolumen, in das sämtliche verschleißgefährdeten Flächen und Komponenten sowohl des Wälzlagers 59b als auch der Freilaufkupplung 69b vollständig eintauchen. Selbst wenn das Planetengetriebe 15b bei geöffneter Elektromagnetkupplung 19b im direkten Gang betrieben wird, sorgt die Schmiermittelfüllung der Schmiermitteltasche für eine ausreichende Schmierung. Schwingbewegungen aufgrund der Ungleichförmigkeit der Kurbelwellenbewegung können deshalb nicht zu einem Verschleiß der hierbei sich zuein-

ander bewegenden Komponenten führen.

Auch die Wälzlager 49b, 51b werden in analoger Weise selbst im direkten Gang des Planetengetriebes 15b geschmiert. Die Schmiermitteltaschen 129 und 133 sind auf ihren den Planetenrädern 43b benachbarten Seiten durch Ringschultern begrenzt, die sich radial bis über den kleinsten Durchmesser der jeweils inneren Laufbahnen der Wälzlager 49b, 51b nach innen erstrecken. Die Schmiermitteltaschen 129 und 133 speichern damit nach anfänglicher Befüllung Schmiermittel, das auch im direkten Gang des Planetengetriebes 15b nicht abzentrifugiert werden kann. Trockenlaufen der Wälzlager 49b, 51b und 59b sowie der Freilaufkupplung 69b wird auf diese Weise mit Sicherheit vermieden.

Bei stillstehender Brennkraftmaschine entleeren sich die Schmiermitteltaschen 129, 133 und 141 schwerkraftbedingt zumindest teilweise. Um die Schmiermitteltaschen für den Betrieb des Planetengetriebes 15b erneut zu füllen, ist der Steuerung 21b ein Zeitglied 155 zugeordnet, das das Planetengetriebe 15b entweder periodisch oder aber zu bestimmten Betriebssituationen des Kraftfahrzeugs, beispielsweise beim Starten der Brennkraftmaschine, für eine vorbestimmte Zeitspanne unabhängig von den Kühlbedarfsanforderungen in den übersetzten Gang schaltet, in welchem von dem Schöpfrohr 91b Schmiermittel gefördert wird.

Die zur Bildung der Schmiermitteltaschen 129, 133 vorgesehenen Ringschultern können, ähnlich der Schmiermitteltasche 141, durch zusätzliche Dichtungsbaueteile realisiert werden; sie können aber auch durch Stirnflächen ohnehin vorhandener Bauteile, wie zum Beispiel eine Stirnfläche 157 des Sonnenrads im Fall der Schmiermitteltasche 129 oder durch eine integral an dem Lagerring 131 angeformte Ringschulter 159 realisiert sein.

Die Nadellager 41b der Planetenräder 43b werden gleichfalls geschmiert. Hierzu schließt an den Verteilungsringraum 137 über einen Ringspalt 161 eine innere Umfangsnut 163 an, von der im Bereich jedes Planetenrads 43b ein radialer, zum Nadellager 41b führender Kanal 165 abzweigt.

Das Sonnenrad 33b wird einerseits über Öffnungen am radial inneren Fuß des Schöpfrohrs 91b geschmiert. Das Hohlrad 35b taucht in den bei Rotation im radial äußeren Bereich der Schmiermittelkammer 85b sich sammelnden Schmiermittelsumpf ein.

Die Lageranordnung des Planetengetriebes 15b ist so getroffen, daß sämtliche die Getriebekomponenten des Planetengetriebes 15b aneinander und der Welle 29b lagernden Wälzlager 49b, 51b und 59b in einem gemeinsamen Abstützkraftweg zwischen einer an der Welle 29b vorgesehenen Stützscheitel 167 und einer zentralen, auf das kurbelwellenferne Ende der Welle 29b aufgeschraubten Befestigungsmutter 169 spielfrei angeordnet sind. Die Wälzlager 49b, 51b und 59b sind sämtlich als Schulterlager bzw. Schräglager ausgebildet, haben also generell schräg zur Drehachse 27b ver-

laufende Laufbahnen. Sämtliche in dem Abstützkraftweg zwischen der Ringschulter 167 und der Befestigungsmutter 169 angeordneten Komponenten sind zum Spielausgleich axial lose und werden bei der Montage unter Ausgleich des Spiels gegeneinander gespannt. Der Abstützkraftweg der Wälzlager 49b, 51b und 59b führt vom Lagerring 127 über das Wälzlager 49b, den Doppelkonus 47b, das Wälzlager 51b, den Außenring 131, die Gehäusehälfte 53b, das Hohlrad 35b, die Gehäusehälfte 55b, den Ringteil 67b, das Wälzlager 59b, den Innenring 143 zu einem Stützring 171, der mittels der Befestigungsmutter 169 gegen die Ringschulter 167 schraubbar ist. Die generell schräg verlaufenden Laufbahnen der Wälzlager 49b, 51b, 59b erstrecken sich hierbei axial beiderseits des Umlaufbereichs der Planetenräder 43b weggerichtet schräg nach radial außen, um die vorstehend erläuterten Schmiermitteltaschen 129, 133 und 141 bilden zu können. Durch den Spielausgleich der Wälzlager 49b, 51b und 59b wird eine erhöhte Lebensdauer dieser Lager erreicht, selbst unter stärkerer Beanspruchung durch axiale und radiale Schwingungen der normalerweise in Gleitlagern gelagerten Kurbelwelle 17b.

Das in Fig. 5 dargestellte Planetengetriebe 15b bildet zusammen mit der Flüssigkeitsreibungskupplung 5b und dem Kühlerlüfter eine unmittelbar an der Kurbelwelle 17b montierte Baueinheit. Es versteht sich, daß auch nur das Planetengetriebe 15b an der Kurbelwelle 17b montiert sein kann, während die Flüssigkeits-Reibungskupplung 5b einschließlich des Kühlerlüfters 1b an einer anderen Stelle angeordnet sein kann. Für die Verbindung kann das Hohlrad 35b mit einem gesonderten Abtriebsorgan, beispielsweise einer Riemenscheibe 173, verbunden sein. Ein gesonderter Riemenantrieb kann gegebenenfalls auch zwischen der Welle 29b und der Kurbelwelle 17b vorgesehen sein.

Es versteht sich ferner, daß das Planetengetriebe 15b unabhängig von einer Flüssigkeits-Reibungskupplung auch zum Antrieb anderer Nebenaggregate eines Kraftfahrzeugs eingesetzt werden kann. Analog zum Ausführungsbeispiel der Fig. 4 kann auch bei dem Planetengetriebe der Fig. 5 die Elektromagnetkupplung 19b durch eine Flüssigkeits-Reibungskupplung ersetzt werden. In diesem Fall kann gegebenenfalls auch die Freilaufkupplung 69b entfallen.

Patentansprüche

1. Vorrichtung zum Antrieb eines Kühllüfters (1) einer Brennkraftmaschine eines Kraftfahrzeugs, umfassend:

a) ein Planetengetriebe (15) mit einem Sonnenrad (33) als eine erste Getriebekomponente, einem das Sonnenrad (33) umschließenden Hohlrad (35) als eine zweite Getriebekomponente und einem Planetenradträger (39) als ei-

ne dritte Getriebekomponente, wobei der Planetenradträger (39) wenigstens ein mit dem Sonnenrad (33) und dem Hohlrad (35) kämmendes Planetenrad (43) aufweist und wobei das Sonnenrad (33), das Hohlrad (35) und der Planetenradträger (39) um eine Drehachse (27) einer durch die Brennkraftmaschine antreibbaren zentralen Welle (29) und relativ zueinander drehbar sind,

b) einen durch das Planetengetriebe zur Drehung um die Achse (27) antreibbaren Kühllüfter (1),

c) eine dem Kühllüfter (1) zugeordnete Flüssigkeits-Reibungskupplung (5) zur temperaturabhängigen Steuerung des Betriebs des Kühllüfters (1),

d) steuerbare Bremsmittel (19) zum Ausüben eines veränderbaren Bremsmoments auf eine (33) der Getriebekomponenten (33, 35, 39), wobei eine (39) der beiden verbleibenden Getriebekomponenten (35, 39) als ein Getriebeeingangselement mit der Brennkraftmaschine verbunden ist und die andere (35) der beiden verbleibenden Getriebekomponenten (35, 39) als ein Getriebeausgangselement mit dem Kühllüfter (1) verbunden ist,

dadurch gekennzeichnet, daß

- das Sonnenrad (33) auf der zentralen Welle (29) drehbar gelagert ist,
- das Hohlrad (35), welches das Sonnenrad (33) umschließt, in Richtung der Drehachse (27) an beiden Seiten des Sonnenrads (33) auf der zentralen Welle (29) gelagert ist,
- die steuerbaren Bremsmittel (19) dem Sonnenrad (33) zugeordnet sind zum Erzeugen eines Bremsmoments zwischen dem Sonnenrad (33) und einem stationären Bauteil (75) insbesondere der Brennkraftmaschine,
- die Flüssigkeits-Reibungskupplung (5) zwischen dem Getriebeausgangselement (35) und dem Kühllüfter (1) angeordnet ist zur temperaturabhängigen Drehkopplung des Getriebeausgangselements (35) mit dem Kühllüfter (1).

2. Vorrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Brennkraftmaschine mit dem Planetenradträger (39) als das Getriebeeingangselement verbunden ist und daß der Kühllüfter (1) mit dem Hohlrad (35) als das Getriebeausgangselement verbunden ist.

3. Vorrichtung nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß eine Flüssigkeits-Reibungskupplungseingangskomponente (9) mit dem Getriebeausgangselement (35) zur gemeinsamen

Drehung um die Drehachse (27) fest verbunden ist, und daß eine Flüssigkeits-Reibungskupplungsausgangskomponente (3) mit dem Kühllüfter (1) zur gemeinsamen Drehung um die Drehachse (27) fest verbunden ist.

4. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 1-3, dadurch gekennzeichnet, daß die Bremsmittel als steuerbare Kupplung (19), insbesondere Elektromagnetkupplung, ausgebildet sind, mittels der die erste Getriebekomponente (33) relativ zu dem stationären Bauteil (75) der Brennkraftmaschine blockierbar ist, und daß die zweite Getriebekomponente (35) über eine Freilaufkupplung (69) mit der dritten Getriebekomponente (39, 43) und über die Flüssigkeits-Reibungskupplung (5) mit dem Kühlerlüfter (1) verbunden ist.

5. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 1-4, dadurch gekennzeichnet, daß die Elektromagnetkupplung (19) eine mit der ersten Getriebekomponente (33) drehfest verbundene, axial bewegliche Ankereinheit (81) und eine die zentrale Welle ringförmig umschließende Magnetwicklungseinheit (71) umfaßt, die über wenigstens ein Wälzlager (73) an der zentralen Welle (29) radial geführt und über eine sowohl axial als auch radial elastische Drehmomentstütze (75) an einem Bauteil der Brennkraftmaschine drehfest geführt ist.

6. Vorrichtung nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß die Ankereinheit (81b) zumindest eine Ankerplatte (117) umfaßt, die mittels einer axial elastischen Blattfederanordnung (119) axial beweglich mit der ersten Getriebekomponente (33b) fest verbunden ist.

7. Vorrichtung zum Antrieb eines Kühllüfters (1) einer Brennkraftmaschine eines Kraftfahrzeugs, umfassend:

- a) ein Planetengetriebe (15) mit einem Sonnenrad (33) als eine erste Getriebekomponente, einem das Sonnenrad (33) umschließenden Hohlrad (35) als eine zweite Getriebekomponente und einem Planetenradträger (39) als eine dritte Getriebekomponente, wobei der Planetenradträger (39) wenigstens ein mit dem Sonnenrad (33) und dem Hohlrad (35) kämmendes Planetenrad (43) aufweist und wobei das Sonnenrad (33), das Hohlrad (35) und der Planetenradträger (39) um eine Drehachse (27) einer durch die Brennkraftmaschine antreibbaren zentralen Welle (29) und relativ zueinander drehbar sind,
- b) einen durch das Planetengetriebe zur Drehung um die Achse (27) antreibbaren Kühllüfter (1),

c) steuerbare Bremsmittel (19) zum Ausüben eines veränderbaren Bremsmoments auf eine (33) der Getriebekomponenten (33, 35, 39), wobei eine (39) der beiden verbleibenden Getriebekomponenten (35, 39) als ein Getriebeeingangselement mit der Brennkraftmaschine verbunden ist und die andere (35) der beiden verbleibenden Getriebekomponenten (35, 39) als ein Getriebeausgangselement mit dem Kühllüfter (1) verbunden ist,

dadurch gekennzeichnet, daß

- das Sonnenrad (33) auf der zentralen Welle (29) drehbar gelagert ist,
- das Sonnenrad (33) umschließende Hohlrad (35) in Richtung der Drehachse (27) an beiden Seiten des Sonnenrads (33) auf der zentralen Welle (29) gelagert ist,
- die steuerbaren Bremsmittel (19) dem Sonnenrad (33) zugeordnet sind zum Erzeugen eines Bremsmoments zwischen dem Sonnenrad (33) und einem stationären Bauteil (75) insbesondere der Brennkraftmaschine,
- die steuerbaren Bremsmittel (19) als Flüssigkeits-Reibungskupplung (5a) ausgebildet sind, wobei eine erste Flüssigkeits-Reibungskupplungskomponente mit dem stationären Bauteil (75a) drehfest verbunden ist, und eine zweite Flüssigkeits-Reibungskupplungskomponente mit dem Sonnenrad (33) zur gemeinsamen Drehung um die Drehachse fest verbunden ist.

8. Vorrichtung nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß die Brennkraftmaschine mit dem Planetenradträger (39) als das Getriebeeingangselement fest verbunden ist und daß der Kühllüfter (1) mit dem Hohlrad (35) als das Getriebeausgangselement fest verbunden ist.

9. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 8, wobei die erste (33b) oder/und die zweite (35b) Getriebekomponente an zumindest einem Wälzlager (49b, 51b, 59b) gelagert ist, dessen Wälzkörper zwischen einer radial inneren Laufbahn und einer radial äußeren Laufbahn geführt sind,

dadurch gekennzeichnet,

daß das Planetengetriebe (15b) eine teilweise mit Schmiermittel gefüllte, nach außen abgedichtete Schmiermittelkammer (85b) aufweist, die zumindest das Sonnenrad, das Hohlrad und jedes Planetenrad umschließt, daß innerhalb der Schmiermittelkammer (85b) wenigstens eine ausschließlich nach radial innen offene, im übrigen jedoch geschlossene, ringförmige Schmiermitteltasche (129, 133, 141) abgeteilt ist, in der die äußere und die in-

- nere Laufbahn zumindest des einen Wälzlagers (49b, 51b, 59b) im wesentlichen vollständig untergebracht sind,
und daß das Planetengetriebe (15b) eine Schmiermittelfördereinrichtung (91b) aufweist, die das Schmiermittel von einem radial äußeren Bereich der Schmiermittelkammer (85b) in einen Bereich radial innerhalb des Sonnenrads und jeder Schmiermitteltasche (129, 133, 141) fördert.
10. Vorrichtung nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, daß ein die äußere Laufbahn bildendes erstes Bauteil (47b, 121, 131) zumindest auf axial einer Seite der Wälzkörper mit einer Ringschulter (149, 157, 159) fest, insbesondere integral, verbunden ist, die sich nach radial innen bis über den kleinsten Durchmesser der an einem zweiten Bauteil (47b, 61b, 127, 143) vorgesehenen inneren Laufbahn hinaus erstreckt.
11. Vorrichtung nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, daß die Ringschulter (149, 157, 159) auf der den Planetenrädern (43b) axial zugewandten Seite der äußeren Laufbahn vorgesehen ist und daß das erste Bauteil (47b, 61b, 121, 131) auf der den Planetenrädern (43b) axial abgewandten Seite entweder mittels eines Dichtrings (87b, 89b) gegenüber dem zweiten Bauteil (47b, 127) abgedichtet ist oder mit einer Seitenwand (145) der Schmiermittelkammer (85b) drehfest und dicht verbunden ist.
12. Vorrichtung nach Anspruch 10 oder 11, dadurch gekennzeichnet, daß die Ringschulter (149) einen nach radial innen vorstehenden, in eine Umfangsaussparung (153) des zweiten Bauteils (67b) eingreifenden Ringflansch (151) aus elastischem Material aufweist.
13. Vorrichtung nach Anspruch 12, dadurch gekennzeichnet, daß die durch den elastischen Ringflansch (151) begrenzte Schmiermitteltasche (141) zusätzlich zu den Laufbahnen des Wälzlagers (59b) noch eine Einwegkupplung (69b) enthält.
14. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 9 bis 13, dadurch gekennzeichnet, daß die Getriebekomponenten (33b, 35b, 39b, 43b) beiderseits des Bereichs, in welchem jedes Planetenrad um das Sonnenrad umläuft, an Wälzlager (49b, 51b, 59b) relativ zueinander drehbar gelagert sind, deren die Laufbahnen bildende Bauteile (47b, 67b, 127, 131, 143) zusammen mit Bauteilen (35b, 53b, 55b) zumindest eines Teils der Getriebekomponenten in einem gemeinsamen Abstützkraftweg zwischen zwei in axialem Abstand sich gegenüberliegenden Anschlagorganen (167, 169) der zentralen Welle (29b) im wesentlichen axial spielfrei fixiert sind.
15. Vorrichtung nach Anspruch 14, dadurch gekennzeichnet, daß jedes der die Getriebekomponenten (33b, 35b, 39b, 43b) relativ zueinander drehbar führenden Wälzlager (49b, 51b, 59b) wenigstens eine generell schräg zur Drehachse verlaufende Laufbahn hat und daß sich diese Laufbahn vom Umlaufbereich der Planetenräder weg generell schräg nach radial außen erstreckt.
16. Vorrichtung nach Anspruch 14 oder 15, dadurch gekennzeichnet, daß die zentrale Welle (29b) um die Drehachse (27b) drehbar angeordnet ist und daß eine der Getriebekomponenten (39b, 43b) über Verbindungsmittel (37b), die eine Axialbewegung zulassen, drehfest mit der zentralen Welle (29b) verbunden ist, und die beiden anderen Getriebekomponenten (33b, 35b) über Wälzlager (49b, 51b, 59b), deren innere und äußere Laufbahnen eine Axialbewegung relativ zueinander zulassen, relativ zueinander und zur zentralen Welle (29b) drehbar geführt sind, in dem Abstützkraftweg angeordnet sind.
17. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 9 bis 16, dadurch gekennzeichnet, daß die dritte Getriebekomponente (39b, 43b) drehfest auf der zentralen Welle (29b) sitzt und die erste Getriebekomponente (33b) mit einem ersten (49b) der Wälzlager an der zentralen Welle (29b) gelagert ist und daß die zweite Getriebekomponente (35b) über ein zweites (59b) der Wälzlager an der dritten Getriebekomponente (39b, 43b) und über ein drittes (51b) der Wälzlager an der ersten Getriebekomponente (33b) gelagert ist.
18. Vorrichtung nach Anspruch 17, dadurch gekennzeichnet, daß die erste Getriebekomponente (33b) eine Pumpvorrichtung (91b) insbesondere in Form eines Schöpfrohrs trägt, die bei einer Relativdrehung zwischen der ersten (33b) und der zweiten (35b) Getriebekomponente das Schmiermittel aus dem radial äußeren Bereich der Schmiermittelkammer (85b) in einen axial verlaufenden Schmiermittelkanal (125) radial zwischen der ersten Getriebekomponente (33b) und der zentralen Welle (29b) fördert.
19. Vorrichtung nach Anspruch 18, dadurch gekennzeichnet, daß der axiale Schmiermittelkanal (125) in der Schmiermitteltasche (129) des ersten Wälzlagers (49b) mündet.
20. Vorrichtung nach Anspruch 17 oder 19, dadurch gekennzeichnet, daß der axiale Schmiermittelkanal (125) auf der dem ersten Wälzlager (49b) axial abgewandten Seite mit einer nach radial außen geschlossenen, ringförmigen Schmiermitteltasche (163) der dritten Getriebekomponente (39b, 43b)

verbunden ist, von der radial innerhalb des Bereichs jedes Planetenrads ein radialer Kanal (165) zum Lager (41b) des Planetenrads führt.

21. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 17 bis 20, dadurch gekennzeichnet, daß die Brennkraftmaschine die zentrale Welle (29b) antreibt, die Bremsmittel (19b) die erste Getriebekomponente (33b) bremsen und das Nebenaggregat (1b) mit der zweiten Getriebekomponente (35b) verbunden ist. 5
22. Vorrichtung nach Anspruch 21, dadurch gekennzeichnet, daß das Nebenaggregat (1b) als Kühlerlüfter ausgebildet und gleichachsig zur zentralen Welle (29b) an der zweiten Getriebekomponente (35b) gehalten ist. 10
23. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 17 bis 22, dadurch gekennzeichnet, daß im Drehmomentweg von der dritten (39b, 43b) zur zweiten (35b) Getriebekomponente eine Einwegkupplung (69b) angeordnet ist. 15
24. Vorrichtung nach Anspruch 23, dadurch gekennzeichnet, daß die Einwegkupplung (69b) axial zwischen dem zweiten Wälzlager (59b) und dem Umlaufbereich des Planetenrads angeordnet ist. 20
25. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 9 bis 24, dadurch gekennzeichnet, daß die Schmiermittelfördereinrichtung (91b) eine lediglich bei einer Relativedrehung zwischen den Getriebekomponenten (33b, 35b, 39b, 43b) wirksame Pumpeinrichtung umfaßt und daß der Bremseinrichtung (19b) eine Steuerung (21b) zugeordnet ist, die die Bremseinrichtung (19b) in vorbestimmten Betriebssituationen des Kraftfahrzeugs, insbesondere beim Starten seiner Brennkraftmaschine, in den die Relativedrehung bewirkenden Zustand schaltet. 25
26. Vorrichtung nach Anspruch 25, dadurch gekennzeichnet, daß die Steuerung (21b) die Bremseinrichtung (19b) auf das Starten der Brennkraftmaschine hin für eine vorbestimmte Zeitspanne in den die Relativedrehung bewirkenden Zustand schaltet. 30
27. Vorrichtung nach Anspruch 25 oder 26, dadurch gekennzeichnet, daß das Planetengetriebe (15b) ein Übersetzungsgetriebe bildet und einen Kühlerlüfter (1b) antreibt. 35

Claims

1. Device for driving a radiator fan (1) of an internal combustion engine of a motor vehicle, comprising: 40
- a) a planetary gear (15) with a sun wheel (33) 45

as a first gear component, a ring gear (35) surrounding the sun wheel (33) as a second gear component and a planet carrier (39) as a third gear component, in which the planet carrier (39) comprises at least one planet wheel (43) meshing with the sun wheel (33) and the ring gear (35) and in which the sun wheel (33), the ring gear (35) and the planet carrier (39) are rotatable with respect to one another about an axis of rotation (27) of a central shaft (29) drivable by the internal combustion engine,

b) a radiator fan (1) drivable by the planetary gear for rotation about axis (27),

c) a liquid friction clutch (5) assigned to the radiator fan (1) for the temperature-dependent control of the operation of the radiator fan (1),

d) controllable braking means (19) for exerting an alterable braking torque on one (33) of the gear components (33, 35, 39), whereby one (39) of the two remaining gear components (35, 39) is connected to the internal combustion engine as a gear input element and the second (35) of the two remaining gear components (35, 39) is connected to the radiator fan (1) as a gear output element,

characterised in that

- the sun wheel (33) is rotatably mounted on the central shaft (29),
 - the ring gear (35) surrounding the sun wheel (33) is mounted in the direction of the axis of rotation (27) on both sides of the sun wheel (33) on the central shaft (29),
 - the controllable braking means (19) are assigned to the sun wheel (33) to produce a braking torque between the sun wheel (33) and a stationary component (75), in particular the internal combustion engine,
 - the liquid friction clutch (5) is arranged between the gear output element (35) and the radiator fan (1) for the temperature-dependent rotating coupling of the gear output element (35) with the radiator fan (1).
2. Device according to claim 1, characterised in that the internal combustion engine is connected to the planet carrier (39) as the gear input element and in that the radiator fan (1) is connected to the ring gear (35) as the gear output element.
 3. Device according to claim 1 or 2, characterised in that a liquid friction clutch input component (9) is securely connected to the gear output element (35) for joint rotation about the axis of rotation (27), and in that a liquid friction clutch output component (3) is securely connected to the radiator fan (1) for joint rotation about the axis of rotation (27).

4. Device according to one of claims 1 - 3, characterised in that the braking means are designed as a controllable clutch (19), in particular an electromagnetic clutch, by means of which the first gear component (33) can be blocked relative to the stationary component (75) of the internal combustion engine, and in that the second gear component (35) is connected by a free engine clutch (69) to the third gear component (39, 43) and by the liquid friction clutch (5) to the radiator fan (1).
5. Device according to one of claims 1 - 4, characterised in that the electromagnetic clutch (19) comprises an axially movable anchor unit (81) connected rotation-fast to the first gear component (33) and a magnetic winding unit (71) surrounding the central shaft in a ring, which is radially guided by at least one rolling bearing (73) on the central shaft (29) and is guided rotation-fast by an axially and radially elastic torque support (75) on a component of the internal combustion engine.
6. Device according to claim 5, characterised in that the anchor unit (81b) comprises at least one anchor plate (117) which by means of an axially elastic leaf spring arrangement (119) is securely connected axially movably to the first gear component (33b).
7. Device for driving a radiator fan (1) of an internal combustion engine of a motor vehicle, comprising,
- a planetary gear (15) with a sun wheel (33) as a first gear component, a ring gear (35) surrounding the sun wheel (33) as a second gear component and a planet carrier (39) as a third gear component, in which the planet carrier (39) comprises at least one planet wheel (43) meshing with the sun wheel (33) and the ring gear (35) and in which the sun wheel (33), the ring gear (35) and the planet carrier (39) are rotatable with respect to one another about an axis of rotation (27) of a central shaft (29) drivable by the internal combustion engine,
 - a radiator fan (1) drivable by the planetary gear for rotation about axis (27),
 - controllable braking means (19) for exerting an alterable braking torque on one (33) of the gear components (33, 35, 39), whereby one (39) of the two remaining gear components (35, 39) is connected to the internal combustion engine as a gear input element and the second (35) of the two remaining gear components (35, 39) is connected to the radiator fan (1) as a gear output element,
- characterised in that
- the sun wheel (33) is rotatably mounted on the central shaft (29),
 - the ring gear (35) surrounding the sun wheel (33) is mounted in the direction of the axis of rotation (27) on both sides of the sun wheel (33) on the central shaft (29),
 - the controllable braking means (19) are assigned to the sun wheel (33) to produce a braking torque between the sun wheel (33) and a stationary component (75), in particular the internal combustion engine,
 - the controllable braking means (19) are designed as a liquid friction clutch (5a), whereby a first liquid friction clutch component is connected rotation-fast to the stationary component (75a), and a second liquid friction clutch component is securely connected to the sun wheel (33) for joint rotation about the axis of rotation.
8. Device according to claim 7, characterised in that the internal combustion engine is securely connected to the planet carrier (39) as the gear input element and in that the radiator fan (1) is securely connected to the ring gear (35) as the gear output element.
9. Device according to one of claims 1 to 8 in which the first (33b) and/or the second (35b) gear component is mounted on at least one rolling bearing (49b, 51b, 59b) the rolling bodies of which are guided between a radially inner running race and a radially outer running race, characterised in that the planetary gear (15b) comprises a lubricant chamber (85b) partly filled with lubricant, sealed to the outside, which surrounds at least the sun wheel, the ring gear and each planet wheel,
- in that inside the lubricant chamber (85b) at least one exclusively radially inwardly open but otherwise sealed annular lubricant pocket (129, 133, 141) is formed separately, in which the outer and the inner running race of at least one rolling bearing (49b, 51b, 59b) are accommodated completely,
- and in that the planetary gear (15b) has a lubricant conveying device (91b) which conveys the lubricant from a radially outer region of the lubricant chamber (85b) into a region radially inside the sun wheel and each lubricant pocket (129, 133, 141).
10. Device according to claim 9, characterised in that a first component (47b, 121, 131) forming the outer running race is connected securely, in particularly integrally, at least on axially one side of the rolling body by a ring shoulder (149, 157, 159), which extends radially inwards over the smallest diameter of the inner running race on a second component

(47b, 61b, 127, 143).

11. Device according to claim 10, characterised in that the ring shoulder (149, 157, 159) is provided on the side of the outer running race axially facing the planet wheels (43b) and in that the first component (47b, 61b, 121, 131) is sealed on the side axially averted from the planet wheels (43b) relative to the second component (47b, 127) or is rotation-fast and sealingly connected to a side wall (145) of the lubricant chamber (85b). 5
12. Device according to claim 10 or 11, characterised in that the ring shoulder (149) comprises a radially inwards projecting annular flange (151) made of elastic material engaging in a peripheral recess (153) of the second component (67b). 10
13. Device according to claim 12, characterised in that the lubricant pocket (141) delimited by the elastic annular flange (151) also contains a one-way clutch (69b) in addition to the running races of the rolling bearing (59b). 15
14. Device according to one of claims 9 to 13, characterised in that the gear components (33b, 35b, 39b, 43b) are rotatably mounted relative to one another on rolling bearings (49b, 51b, 59b), on both sides of the region, in which each planet wheel rotates around the sun wheel, the components (47b, 67b, 127, 131, 143) forming the running races of which together with components (35b, 53b, 55b) of at least one part of the gear components are fixed axially without play in a common bearing force path between two axially spaced opposite stop elements (167, 179) of the central shaft (29b). 20
15. Device according to claim 14, characterised in that each of the rolling bearings (49b, 51b, 59b) rotatably guiding the gear components (33b, 35b, 39b, 43b) relative to one another has at least one running race generally diagonally relative to the axis of rotation, and in that this running race extends away from the peripheral region of the planet wheels diagonally radially outwards. 25
16. Device according to claim 14 or 15, characterised in that the central shaft (29b) is arranged rotatably about the axis of rotation (27b) and in that one of the gear components (39b, 43b) is connected rotation-fast to the central shaft (29b) by connecting means (37b) which permit an axial movement, and the two other gear components (33b, 35b) are arranged in the bearing force path by rolling bearings (49b, 51b, 59b), the inner and outer running races of which permit an axial movement relative to one another and are rotatably guided relative to one another and to the central shaft (29b). 30
17. Device according to one of claims 9 to 16, characterised in that the third gear component (39b, 43b) sits rotation-fast on the central shaft (29b) and the first gear component (33b) is mounted with a first (49b) of the rolling bearings on the central shaft (29b), and in that the second gear component (35b) is mounted by a second (59b) of the rolling bearings on the third gear component (39b, 43b) and by a third (51b) of the rolling bearings on the first gear component (33b). 35
18. Device according to claim 17, characterised in that the first gear component (33b) bears a pump device (91b) in particular in the form of a bucket pipe which on a relative rotation between the first (33b) and the second (35b) gear component conveys the lubricant out of the radially outer region of the lubricant chamber (85b) into an axially running lubricant channel (125) radially between the first gear component (33b) and the central shaft (29b). 40
19. Device according to claim 18, characterised in that the axial lubricant channel (125) enters into the lubricant pocket (129) of the first rolling bearing (49b). 45
20. Device according to claim 17 or 19, characterised in that the axial lubricant channel (125) on the side axially averted from the first rolling bearing (49b) is connected to a radially outwards sealed, annular lubricant pocket (163) of the third gear component (39b, 43b) from which radially inside the region of each planet wheel a radial channel (165) leads to the bearing (41b) of the planet wheel. 50
21. Device according to one of claims 17 to 20, characterised in that the internal combustion engine drives the central shaft (29b), the braking means (19b) brake the first gear component (33b) and the accessory group (1b) is connected to the second gear component (35b). 55
22. Device according to claim 21, characterised in that the accessory group (1b) is designed as a radiator fan and is held in the same axis to the central shaft (29b) on the second gear component (35b).
23. Device according to one of claims 17 to 22, characterised in that a one-way clutch (69b) is arranged in the torque path from the third (39b, 43b) to the second (35b) gear component.
24. Device according to claim 23, characterised in that the one-way clutch (69b) is arranged axially between the second rolling bearing (59b) and the peripheral region of the planet wheel.
25. Device according to one of claims 9 to 24, characterised in that the lubricant conveying device (91b)

comprises a pump device that is only effective on a relative movement between the gear components (33b, 35b, 39b, 43b) and in that a control (21b) is assigned to the braking device (19b) which switches the braking device (19b) in predetermined operating states of the motor vehicle, in particular on starting the internal combustion engine, into the position effecting relative rotation.

26. Device according to claim 25, characterised in that the control (21b) switches the braking device (19b) to the starting of the internal combustion engine for a predetermined period of time into the position effecting relative rotation.

27. Device according to claim 25 or 26, characterised in that the planetary gear (15b) forms a transmission and drives a radiator fan (1b).

Revendications

1. Dispositif pour l'entraînement d'un ventilateur de refroidissement (1) d'un moteur à combustion interne d'un véhicule automobile, comportant

a) un engrenage planétaire (15) avec une roue solaire (33) servant de premier composant d'engrenage, une couronne (35) entourant la roue solaire (33) servant de deuxième composant d'engrenage et un porte-pignons satellites (39) servant de troisième composant d'engrenage, le porte-pignons satellites (39) comportant au moins un pignon satellite (43) engrenant avec la roue solaire (33) et la couronne (35) et la roue solaire (33), la couronne (35) et le porte-pignons satellites (39) pouvant tourner autour d'un axe de rotation (27) d'un arbre central (29), entraînable par le moteur à combustion interne et relativement l'un par rapport à l'autre,

b) un ventilateur de refroidissement (1) pouvant être entraîné en rotation par l'engrenage planétaire autour de l'axe (27),

c) un accouplement à frottement visqueux, associé au ventilateur de refroidissement (1), pour la commande en fonction de la température du fonctionnement du ventilateur de refroidissement (1),

d) des moyens de freinage (19) commandables pour exercer un moment de freinage variable sur l'un (33) des composants d'engrenage (33, 35, 39), l'un (39) des deux composants d'engrenage restants (35, 39) étant relié, en tant qu'élément d'entrée d'engrenage, avec le moteur à combustion interne et l'autre (35) des deux composants d'engrenage restants (35, 39) étant relié, en tant qu'élément de sortie d'engrenage, avec le ventilateur de refroidisse-

ment (1),

caractérisé en ce que

- la roue solaire (33) est montée pivotante sur l'arbre central (29),
- la couronne (35), qui entoure la roue solaire (33), est montée dans la direction de l'axe de rotation (27), des deux côtés de la roue solaire (33), sur l'arbre central (29),
- les moyens de freinage (19) commandables sont associés à la roue solaire (33) pour produire un moment de freinage entre la roue solaire (33) et un composant fixe (75), en particulier le moteur à combustion interne,
- l'accouplement à frottement visqueux (5) est placé entre l'élément de sortie d'engrenage (35) et le ventilateur de refroidissement (1) en vue du couplage en rotation, en fonction de la température, de l'élément de sortie d'engrenage (35) avec le ventilateur de refroidissement.

2. Dispositif selon la revendication 1, caractérisé en ce que le moteur à combustion interne est relié avec le porte-pignons satellites (39) en tant qu'élément d'entrée d'engrenage et en ce que le ventilateur de refroidissement (1) est relié à la couronne (35), en tant qu'élément de sortie d'engrenage.

3. Dispositif selon la revendication 1 ou 2, caractérisé en ce qu'un composant d'entrée d'accouplement à frottement visqueux (9) est solidaire de l'élément de sortie d'engrenage (35) en vue de la rotation commune autour de l'axe de rotation (27) et en ce qu'un composant de sortie d'accouplement à frottement visqueux (3) est solidaire du ventilateur de refroidissement (1), en vue de la rotation commune autour de l'axe de rotation (27).

4. Dispositif selon l'une des revendications 1 à 3, caractérisé en ce que les moyens de freinage sont conçus en tant qu'accouplement commandable (19), en particulier accouplement électromagnétique, au moyen duquel le premier composant d'engrenage (33) peut être bloqué par rapport au composant fixe (75) du moteur à combustion interne, et en ce que le deuxième composant d'engrenage (35) est relié, par un accouplement à roue libre (69), avec le troisième composant d'engrenage (39, 43) et est relié, par l'accouplement à frottement visqueux (5) avec le ventilateur de refroidissement (1).

5. Dispositif selon l'une des revendications 1 à 4, caractérisé en ce que l'accouplement électromagnétique (19) comporte un induit (81) mobile axialement, relié fixement en rotation avec le premier composant d'engrenage (33) et un enroulement magnétique (71), entourant annulairement l'arbre

central, enroulement qui est guidé radialement par au moins un palier de roulement (73) sur l'arbre central (29) et est guidée fixement en rotation sur un composant du moteur à combustion interne, par un appui de couple de rotation (75) élastique axialement comme radialement.

6. Dispositif selon la revendication 5, caractérisé en ce que l'induit (81b) comporte au moins une plaque d'induit (117), qui est relié fixement au premier composant d'engrenage (33b), au moyen d'un dispositif à ressort à lame (119) axialement élastique, de façon axialement mobile.

7. Dispositif pour l'entraînement d'un ventilateur de refroidissement (1) d'un moteur à combustion interne d'un véhicule automobile, comportant :

- a) un engrenage planétaire (15) avec une roue solaire (33) servant de premier composant d'engrenage, une couronne (35) entourant la roue solaire (33) servant de deuxième composant d'engrenage et un porte-pignons satellites (39) servant de troisième composant d'engrenage, le porte-pignons satellites (39) comportant au moins un pignon satellite (43) engrenant avec la roue solaire (33) et la couronne (35) et la roue solaire (33), la couronne (35) et le porte-pignons satellites (39) pouvant tourner autour d'un axe de rotation (27) d'un arbre central (29), entraînable par le moteur à combustion interne et relativement l'un par rapport à l'autre,
- b) un ventilateur de refroidissement (1) pouvant être entraîné en rotation par l'engrenage planétaire autour de l'axe (27),
- c) des moyens de freinage (19) commandables pour exercer un moment de freinage variable sur l'un (33) des composants d'engrenage (33, 35, 39), l'un (39) des deux composants d'engrenage restants (35, 39) étant relié, en tant qu'élément d'entrée d'engrenage, avec le moteur à combustion interne et l'autre (35) des deux composants d'engrenage restants (35, 39) étant relié, en tant qu'élément de sortie d'engrenage, avec le ventilateur de refroidissement (1),

caractérisé en ce que

- la roue solaire (33) est montée tournante sur l'arbre central (29),
- la couronne (35), qui entoure la roue solaire (33), est montée dans la direction de l'axe de rotation (27), des deux côtés de la roue solaire (33), sur l'arbre central (29),
- les moyens de freinage (19) commandables sont associés à la roue solaire (33) pour produire un moment de freinage entre la roue so-

laire (33) et un composant fixe (75), en particulier le moteur à combustion interne,

- les moyens de freinage (19) commandables sont conformés en accouplement à frottement visqueux (5a), un premier composant d'accouplement à frottement visqueux étant relié fixement en rotation avec le composant fixe (75a) et un deuxième composant d'accouplement à frottement visqueux étant relié fixement avec la roue solaire (33) en vue de la rotation commune autour de l'axe de rotation.

8. Dispositif selon la revendication 7, caractérisé en ce que le moteur à combustion interne est relié fixement au porte-pignons satellites (39) en tant qu'élément d'entrée d'engrenage et en ce que le ventilateur de refroidissement (1) est relié fixement à la couronne (35) en tant qu'élément de sortie d'engrenage.

9. Dispositif selon l'une des revendications 1 à 8, dans lequel le premier (33b) ou/et le deuxième (35b) composant d'engrenage est monté sur au moins un palier de roulement (49b, 51b, 59b) dont les corps de roulement sont guidés entre une piste radialement intérieure et une piste radialement extérieure, caractérisé

en ce que l'engrenage planétaire (15b) présente une chambre de lubrifiant (85b) en partie remplie de lubrifiant, rendue étanche vers l'extérieur, qui enferme au moins la roue solaire, la couronne et chaque pignon satellite,

en ce qu'à l'intérieur de la chambre de lubrifiant (85b) est formée séparément au moins une poche de lubrifiant (129, 133, 141) annulaire, exclusivement ouverte radialement vers l'intérieur, mais par ailleurs fermée, dans laquelle la piste extérieure et la piste intérieure d'au moins un palier de roulement (49b, 51b, 59b) sont logées sensiblement totalement,

et en ce que l'engrenage planétaire (15b) comporte un dispositif de transport de lubrifiant (91b), qui amène le lubrifiant d'une zone radialement extérieure de la chambre de lubrifiant (85b) dans une zone radialement intérieure de la roue solaire et à chaque poche de lubrifiant (129, 133, 141).

10. Dispositif selon la revendication 9, caractérisé en ce qu'un premier composant (47b, 121, 131), formant la piste extérieure, est relié fixement, en particulier de manière intégrée, au moins sur axialement un côté des corps de roulement avec un épaulement annulaire (149, 157, 159), qui s'étend radialement vers l'intérieur jusqu'au-delà du plus petit diamètre de la piste intérieure prévue sur un deuxième composant (47b, 61b, 127, 143).

11. Dispositif selon la revendication 10, caractérisé en ce que l'épaulement annulaire (149, 157, 159) est prévu sur le côté de la piste extérieure, axialement tourné vers les pignons satellites (43b) et en ce que le premier composant (47b, 61b, 121, 131) sur le côté axialement tourné à l'opposé des pignons satellites (43b), est soit rendu étanche par rapport au deuxième composant (47b, 127), au moyen d'une bague d'étanchéité (87b, 89b), soit relié fixement en rotation et de manière étanche avec une paroi latérale (145) de la chambre de lubrifiant (85b).
12. Dispositif selon la revendication 10 ou 11, caractérisé en ce que l'épaulement annulaire (149) présente une bride annulaire (151) en matériau élastique, dépassant radialement vers l'intérieur, s'engageant dans une découpe périphérique (153) du deuxième composant (67b).
13. Dispositif selon la revendication 12, caractérisé en ce que la poche de lubrifiant (141), délimitée par la bride annulaire (151) élastique, contient, en plus des pistes du palier de roulement (59b), encore un accouplement unidirectionnel (69b).
14. Dispositif selon l'une des revendications 9 à 13, caractérisé en ce que les composants d'engrenage (33b, 35b, 39b, 43b) des deux côtés de la zone dans laquelle chaque pignon satellite tourne autour de la roue solaire, sont montés sur des paliers de roulement (49b, 51b, 59b), de manière à pouvoir tourner l'un par rapport à l'autre, dont les composants (47b, 67b, 127, 131, 143) formant les pistes, sont fixés, sensiblement sans jeu axial, avec des composants (35b, 53b, 55b) d'au moins une partie des composants d'engrenage, dans un parcours de force d'appui commun, entre deux organes de butée (167, 169), se faisant face à distance axiale, de l'arbre central (29b).
15. Dispositif selon la revendication 14, caractérisé en ce que chacun des paliers de roulement (49b, 51b, 59b), guidant les composants d'engrenage (33b, 35b, 39b, 43b) pouvant tourner les uns par rapport aux autres, possède au moins une piste s'étendant généralement obliquement par rapport à l'axe de rotation et en ce que cette piste s'étend généralement obliquement radialement vers l'extérieur, à partir de la zone de rotation des pignons satellites.
16. Dispositif selon la revendication 14 ou 15, caractérisé en ce que l'arbre central (29b) est monté tournant autour de l'axe de rotation (27b) et en ce que l'un des composants d'engrenage (39b, 43b) est relié fixement en rotation avec l'arbre central (29b), par des moyens de liaison (37b), qui autorisent un déplacement axial, et les deux autres composants d'engrenage (33b, 35b) sont montés dans le parcours de force d'appui, guidés tournants l'un par rapport à l'autre et par rapport à l'arbre central (29b), par des paliers de roulement (49b, 51b, 59b), dont les pistes intérieures et extérieures autorisent un déplacement axial l'un par rapport à l'autre.
17. Dispositif selon l'une des revendications 9 à 16, caractérisé en ce que le troisième composant d'engrenage (39b, 43b) est calé fixement en rotation sur l'arbre central (29b) et le premier composant d'engrenage (33b) est monté avec un premier (49b) des paliers de roulement sur l'arbre central (29b) et en ce que le deuxième composant d'engrenage (35b) est monté, par un deuxième (59b) des paliers de roulement, sur le troisième composant d'engrenage (39b, 43b) et, par un troisième (51b) des paliers de roulement, sur le premier composant d'engrenage (33b).
18. Dispositif selon la revendication 17, caractérisé en ce que le premier composant d'engrenage (33b) porte un dispositif de pompage (91b), en particulier sous la forme d'un tube de puisage, qui, lors d'une rotation relative entre les premier (33b) et deuxième (35b) composants d'engrenage, fait circuler le lubrifiant de la zone radialement extérieure de la chambre de lubrifiant (85b), dans un canal de lubrifiant (125) s'étendant axialement, radialement entre le premier composant d'engrenage (33b) et l'arbre central (29b).
19. Dispositif selon la revendication 18, caractérisé en ce que le canal de lubrifiant (125) axial débouche dans la poche de lubrifiant (129) du premier palier de roulement (49b).
20. Dispositif selon la revendication 17 ou 19, caractérisé en ce que le canal de lubrifiant (125) axial sur le côté tourné axialement à l'opposé du premier palier de roulement (49b) est relié à une poche de lubrifiant (163) annulaire, fermée radialement vers l'extérieur, du troisième composant d'engrenage (39b, 43b), à partir duquel à l'intérieur radialement de la zone de chaque pignon satellite, un canal radial (165) mène au palier (41b) du pignon satellite.
21. Dispositif selon l'une des revendications 17 à 20, caractérisé en ce que le moteur à combustion interne entraîne l'arbre central (29b), les moyens de freinage (19b) freinent le premier composant d'engrenage (33b) et le groupe auxiliaire (1b) est relié au deuxième composant d'engrenage (35b).
22. Dispositif selon la revendication 21, caractérisé en ce que le groupe auxiliaire (1b) est configuré en ventilateur de radiateur et est maintenu sur le même axe que l'arbre central (29b), sur le deuxième composant d'engrenage (35b).

23. Dispositif selon l'une des revendications 17 à 22, caractérisé en ce que dans le parcours de couple de rotation, du troisième (39b, 43b) au deuxième (35b) composant d'engrenage, est prévu un accouplement unidirectionnel (69b). 5
24. Dispositif selon la revendication 23, caractérisé en ce que l'accouplement unidirectionnel (69b) est placé axialement entre le deuxième palier de roulement (59b) et la zone de rotation du pignon satellite. 10
25. Dispositif selon l'une des revendications 9 à 24, caractérisé en ce que le dispositif de transport de lubrifiant (91b) comporte un dispositif de pompage opérant uniquement lors d'une rotation relative entre les composants d'engrenage (33b, 35b, 39b, 43b) et en ce qu'au dispositif de freinage (19b) est associée une commande (21b), qui, dans des conditions de situation prédéterminées du véhicule, en particulier au démarrage de son moteur à combustion interne, commande le dispositif de freinage (19b) dans l'état opérant la rotation relative. 15 20
26. Dispositif selon la revendication 25, caractérisé en ce que la commande (21b) fait passer le dispositif de freinage (19b) dans l'état opérant la rotation relative, pendant un intervalle de temps prédéterminé, au démarrage du moteur à combustion interne. 25
27. Dispositif selon la revendication 25 ou 26, caractérisé en ce que l'engrenage planétaire (15b) forme un engrenage multiplicateur et entraîne un ventilateur de radiateur (1b). 30

35

40

45

50

55

Fig. 1

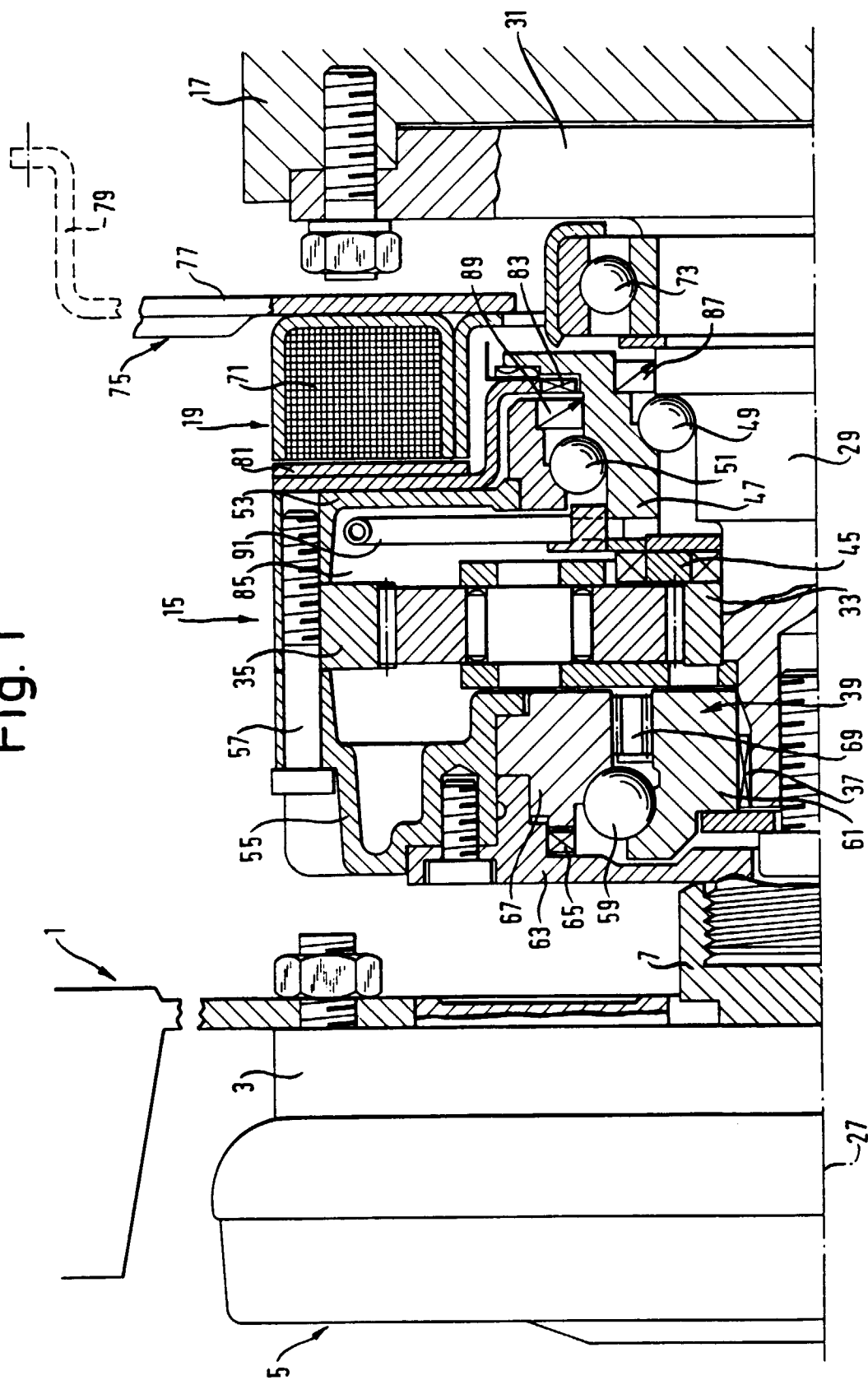


Fig. 2

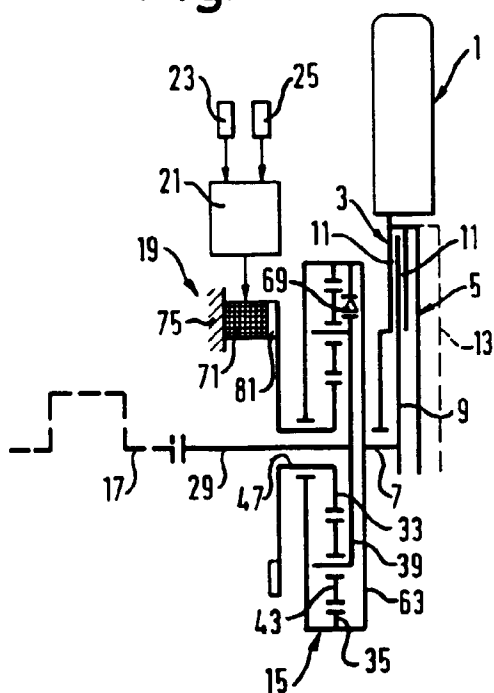


Fig. 4

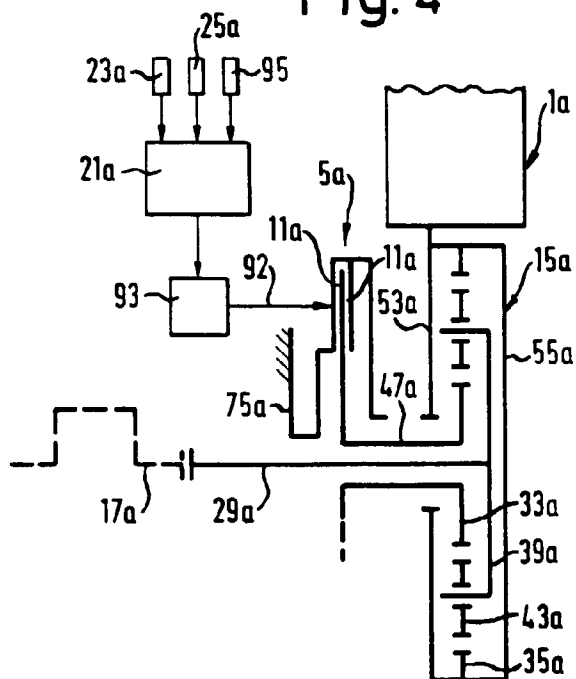
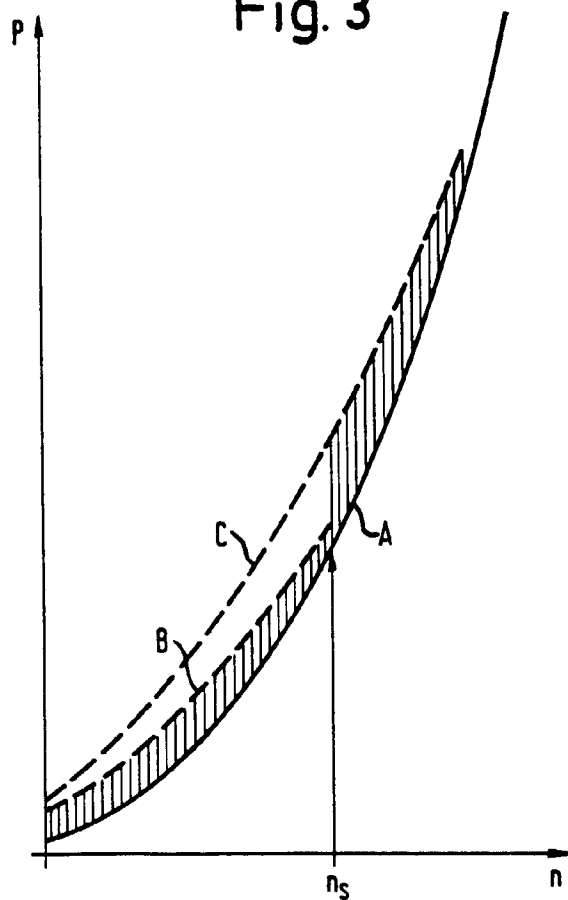


Fig. 3



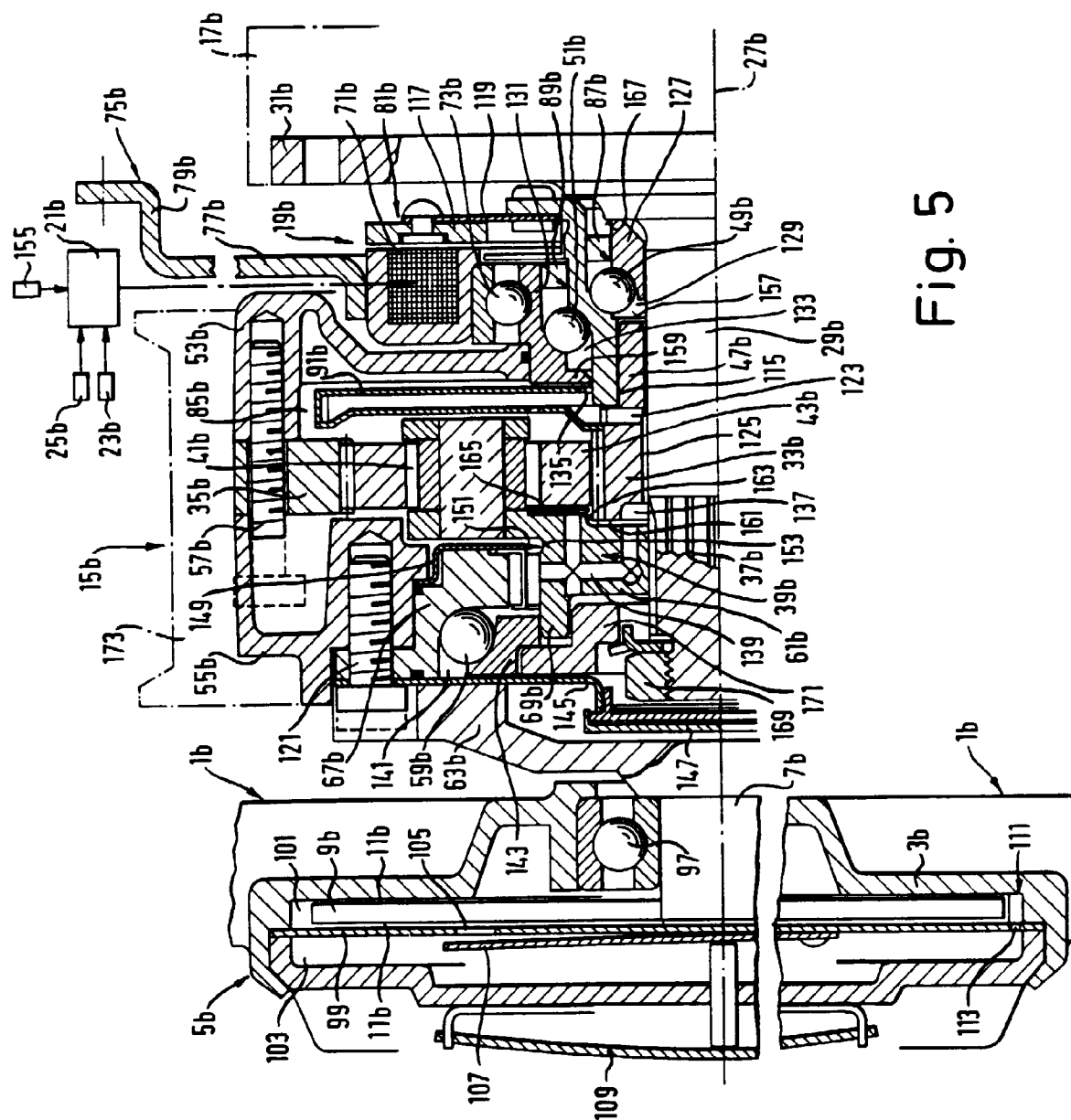


Fig. 5