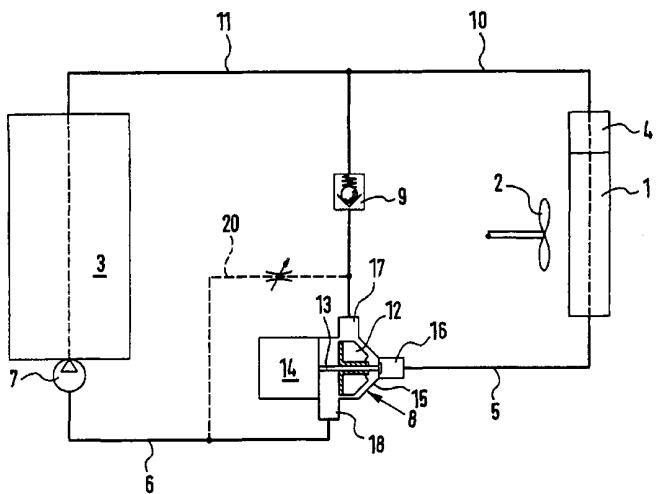


(51) Internationale Patentklassifikation ⁷ : B60H 1/03, 1/00, F04D 29/04, 29/20, F01P 5/10		A1	(11) Internationale Veröffentlichungsnummer: WO 00/68032
			(43) Internationales Veröffentlichungsdatum: 16. November 2000 (16.11.00)
(21) Internationales Aktenzeichen: PCT/EP00/03261		(81) Bestimmungsstaaten: CZ, DE, JP, US.	
(22) Internationales Anmeldedatum: 12. April 2000 (12.04.00)		Veröffentlicht <i>Mit internationalem Recherchenbericht. Vor Ablauf der für Änderungen der Ansprüche zugelassenen Frist; Veröffentlichung wird wiederholt falls Änderungen eintreffen.</i>	
(30) Prioritätsdaten: 199 21 010.1 6. Mai 1999 (06.05.99) DE 100 06 396.9 12. Februar 2000 (12.02.00) DE			
(71) Anmelder (für alle Bestimmungsstaaten ausser US): J. EBERSPÄCHER GMBH & CO. [DE/DE]; Eberspächerstrasse 24, D-73730 Esslingen (DE).			
(72) Erfinder; und			
(75) Erfinder/Anmelder (nur für US): HUMBURG, Michael [DE/DE]; Ammerweg 25, D-73035 Göppingen (DE).			

(54) Title: HEATING SYSTEM, IN PARTICULAR FOR MOTOR VEHICLES

(54) Bezeichnung: HEIZSYSTEM, INSbesondere FÜR KRAFTFAHRZEUGE



(57) Abstract

The invention relates to a heat exchanger (1) which works according to the principles of a heating element. Said heat exchanger can be thermally coupled by means of a hydraulic heat exchanger circuit, in particular, a water circuit, to a first heat source (internal combustion engine 3) and a second heat source (burner 4) which can be operated independently of the first heat source. A large circuit which runs through both heat sources or a small circuit which only runs through the second heat source can be activated by means of a pump (8) with a radial conveyor wheel (12) which can be axially displaced.

(57) Zusammenfassung

Ein nach Art eines Heizkörpers wirkender Wärmetauscher (1) kann über einen hydraulischen Wärmeträgerkreislauf, insbesondere Wasserkreislauf, mit einer ersten Wärmequelle (Verbrennungsmotor 3) sowie einer von der vorgenannten Wärmequelle unabhängig betreibbaren zweiten Wärmequelle (Brenner 4) thermisch gekoppelt werden. Durch eine Pumpe (8) mit axial verstellbarem Radialförderrad (12) kann ein über beide Wärmequellen führender großer Kreislauf oder ein nur über die zweite Wärmequelle kleiner Kreislauf eingeschaltet werden.

LEDIGLICH ZUR INFORMATION

Codes zur Identifizierung von PCT-Vertragsstaaten auf den Kopfbögen der Schriften, die internationale Anmeldungen gemäss dem PCT veröffentlichen.

AL	Albanien	ES	Spanien	LS	Lesotho	SI	Slowenien
AM	Armenien	FI	Finnland	LT	Litauen	SK	Slowakei
AT	Österreich	FR	Frankreich	LU	Luxemburg	SN	Senegal
AU	Australien	GA	Gabun	LV	Lettland	SZ	Swasiland
AZ	Aserbaidschan	GB	Vereiniges Königreich	MC	Monaco	TD	Tschad
BA	Bosnien-Herzegowina	GE	Georgien	MD	Republik Moldau	TG	Togo
BB	Barbados	GH	Ghana	MG	Madagaskar	TJ	Tadschikistan
BE	Belgien	GN	Guinea	MK	Die ehemalige jugoslawische Republik Mazedonien	TM	Turkmenistan
BF	Burkina Faso	GR	Griechenland	ML	Mali	TR	Türkei
BG	Bulgarien	HU	Ungarn	MN	Mongolei	TT	Trinidad und Tobago
BJ	Benin	IE	Irland	MR	Mauretanien	UA	Ukraine
BR	Brasilien	IL	Israel	MW	Malawi	UG	Uganda
BY	Belarus	IS	Island	MX	Mexiko	US	Vereinigte Staaten von Amerika
CA	Kanada	IT	Italien	NE	Niger	UZ	Usbekistan
CF	Zentralafrikanische Republik	JP	Japan	NL	Niederlande	VN	Vietnam
CG	Kongo	KE	Kenia	NO	Norwegen	YU	Jugoslawien
CH	Schweiz	KG	Kirgisistan	NZ	Neuseeland	ZW	Zimbabwe
CI	Côte d'Ivoire	KP	Demokratische Volksrepublik Korea	PL	Polen		
CM	Kamerun	KR	Republik Korea	PT	Portugal		
CN	China	KZ	Kasachstan	RO	Rumänen		
CU	Kuba	LC	St. Lucia	RU	Russische Föderation		
CZ	Tschechische Republik	LI	Liechtenstein	SD	Sudan		
DE	Deutschland	LK	Sri Lanka	SE	Schweden		
DK	Dänemark	LR	Liberia	SG	Singapur		

Heizsystem, insbesondere für Kraftfahrzeuge

Die Erfindung betrifft ein Heizsystem, insbesondere für Kraftfahrzeuge, bei dem eine nach Art eines Heizkörpers wirkende Wärmetauscheranordnung über einen hydraulischen Wärmeträgerkreislauf, insbesondere Wasserkreislauf, thermisch mit einer ersten Wärmequelle, insbesondere einem zum Antrieb des Kraftfahrzeuges dienenden Verbrennungsmotor, sowie einer zweiten Wärmequelle, insbesondere einem von der ersten Wärmequelle unabhängig betreibbaren Brenner, thermisch koppelbar ist, wobei eine Steueranordnung in Abhängigkeit vom Betriebszustand einer der ersten Wärmequelle zugeordneten ersten Pumpe zwischen einem ersten Zustand, bei dem das Wärmeträgermedium bzw. zumindest ein großer Teil desselben über beide Wärmequellen geleitet wird, und einem zweiten Zustand umsteuerbar ist, bei dem das Wärmeträgermedium von einer weiteren, hydrodynamischen Pumpe nur bzw. überwiegend über die zweite Wärmequelle geleitet wird.

Derartige Heizsysteme sind grundsätzlich bekannt und werden serienmäßig in Kraftfahrzeuge eingebaut. Die Steuervorrichtung arbeitet mit Ventilen oder Thermostaten, um in Abhängigkeit von den jeweiligen Betriebsbedingungen entweder den

sogenannten großen Kreislauf, welcher beide Wärmequellen umfaßt, oder den sogenannten kleinen Kreislauf, welcher nur über die zweite Wärmequelle führt, einzuschalten. Gegebenenfalls kann auch ein gemischter Kreislauf eingeschaltet werden, bei dem ein Teil des Wärmeträgermediums über beide Wärmequellen und ein anderer Teil des Wärmeträgermediums lediglich über die zweite Wärmequelle geführt werden. Hierzu wird beispielhaft auf die DE 43 24 371 A1 sowie die DE 44 46 152 A1 verwiesen.

Augabe der Erfindung ist es nun, die Steuerung der Kreisläufe zu vereinfachen.

Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß dadurch gelöst, daß die weitere Pumpe ein in einem Pumpengehäuse axial verschiebbares Radialförderrad mit auf dessen einer Stirnseite angeordneten Radialförderschaufeln sowie einen axial vor dieser Stirnseite angeordneten Pumpeneingang und zwei in Achsrichtung des Förderrades voneinander beabstandete radiale Pumpenausgänge aufweist, und daß der vom Pumpeneingang axial entferntere Pumpenausgang mit der Eingangsseite der ersten Wärmequelle und der dem Pumpeneingang axial näherer Pumpenausgang mit der Eingangsseite der zweiten Wärmequelle kommuniziert.

Die Erfindung beruht auf dem allgemeinen Gedanken, die bisher zur Steuerung der Wärmeträgerkreisläufe üblichen Ventile durch eine besondere Bauart der weiteren Pumpe zu erübrigen, welche bei der Erfindung als Multi-Hydrofunktion-Pumpe aus-

gebildet ist. Das axial verschiebbare Radialförderrad nimmt bezüglich der radialen Pumpenausgänge unterschiedliche Lagen ein, wenn nur die erste Pumpe oder nur die weitere Pumpe oder beide Pumpen arbeiten, wobei im letzteren Falle die Lage des Radialförderrades auch von den Förderleistungen der beiden Pumpen relativ zueinander abhängt. Wenn nur die weitere Pumpe arbeitet, kann unabhängig von der axialen Lage des Radialförderrades nur wenig Wärmeträgermedium von der weiteren Pumpe zur ersten Wärmequelle abströmen. Der überwiegende Anteil des Wärmeträgermediums strömt über den dem Pumpeneingang axial näheren Pumpenausgang zur zweiten Wärmequelle ab. Gleichzeitig entsteht auf der die Förderschaufeln aufweisenden Stirnseite des Radialförderrades ein dynamischer Unterdruck, welcher das Radialförderrad axial in eine dem Pumpenausgang zur zweiten Wärmequelle benachbarte Lage „zieht“, in der das Radialförderrad den kleinen Kreislauf besonders wirksam aufrechterhalten kann.

Wenn nur die erste Pumpe arbeitet, wird das Radialförderrad in eine vom Pumpeneingang entfernte Lage unter weitgehender Freigabe des zur ersten Wärmequelle führenden Pumpenausgangs gedrängt.

Wenn beide Pumpen arbeiten, nimmt das Radialförderrad eine mittlere Lage ein, die durch das Verhältnis der an den Pumpenausgängen auftretenden Drücke und dementsprechend auch von der relativen Förderleistung der beiden Pumpen abhängt.

Gemäß einer ersten Ausführungsform der Erfindung kann das Radialförderrad axial verschiebbar auf einer Antriebswelle angeordnet sein.

Statt dessen ist es auch möglich, die Antriebswelle zusammen mit dem Radialförderrad axial verschiebbar anzuordnen, wobei gegebenenfall auch ein zugehöriger Antriebsmotor, in der Regel ein Elektromotor, mit der Welle verschoben werden kann.

Im übrigen kann das Pumpengehäuse das Radialförderrad mit mehr oder weniger großem radialen Freiraum umfassen, so daß die beiden Pumpenausgänge unabhängig von der Axiallage des Radialförderrades miteinander kommunizieren.

Gemäß einer besonders bevorzugten Ausführungsform kann das Radialförderrad oder ein Teil desselben eine temperaturabhängig veränderbare Form aufweisen, so daß bei höheren Temperaturen des Wärmeträgermediums immer ein Bypaß zwischen dem Innenraum des Pumpengehäuses auf der Vorderseite und dem Innenraum des Pumpengehäuses auf der Rückseite des Radialförderrades geschaffen wird. Die veränderliche Form kann durch Formgedächtnislegierungen erreicht werden, wie weiter unten dargestellt wird.

Gemäß einer weiteren besonders bevorzugten Ausführungsform kann das Radialförderrad mit einem seine Form bzw. Stellung temperaturabhängig ändernden Anschlag zusammenwirken, wobei dieser Anschlag unterhalb einer Sprungtemperatur bzw. eines unteren Temperaturschwellwertes eine Axialverschiebung des

Radialförderrades durch strömungsdynamische Kräfte zwischen zwei Endlagen zuläßt, in denen das Radialförderrad das Wärmeträgermedium entweder überwiegend dem einen radialen Pumpenausgang oder überwiegend dem anderen radialen Pumpenausgang zuführt, und wobei der Anschlag das Radialförderrad oberhalb der Sprungtemperatur oder eines oberen Temperaturschwellwertes in eine solche axiale Position bringt bzw. die axiale Beweglichkeit des Radialförderrades derart einschränkt, daß zumindest ein Teilstrom des Wärmeträgermediums in den vom Pumpeneingang entfernteren radialen Pumpenausgang strömt.

Eine derartige temperaturabhängige Veränderung des axialen Verschiebeweges des Radialförderrades kann durch Bimetallfedern oder - in besonders zweckmäßiger Weise - durch eine Feder aus Formgedächtnislegierung erfolgen.

Hinsichtlich weiterer bevorzugter Merkmale der Erfindung wird auf die Ansprüche sowie die nachfolgende Erläuterung der Zeichnung verwiesen, anhand der besonders bevorzugten Ausführungsformen näher beschrieben werden.

Dabei zeigt

Fig. 1 eine schaltplanartige Darstellung des erfindungsmäßigen Heizsystems,

Fig. 2 einen Axialschnitt der weiteren Pumpe, wobei das Radialförderrad nahe des dem Pumpeneingang näheren Pumpenausganges positioniert ist,

Fig. 3 eine der Fig. 2 entsprechende Darstellung, in der das Radialförderrad maximal vom Pumpeneingang axial entfernt ist,

Fig. 4 eine Achsansicht einer bevorzugten Ausführungsform eines Radialförderrades einer Pumpe,

Fig. 5 eine der Fig. 2 entsprechende Darstellung einer abgewandelten Ausführungsform und

Fig. 6 einen besonderen Betriebszustand der Ausführungsform nach Fig. 5.

Gemäß Fig. 1 ist ein als Heizkörper wirkender Wärmetauscher 1, welcher zur Beheizung eines Innenraumes eines nicht dargestellten Fahrzeuges dient und zu diesem Zweck von einem Gebläse 2 mit einem Luftstrom beaufschlagt werden kann, über einen Wasserkreislauf, dessen Wasser als Wärmeträgermedium dient, thermisch mit einem zum Antrieb des Fahrzeuges dienenden Verbrennungsmotor 3, welcher eine erste Wärmequelle bildet, sowie mit einem unabhängig vom Motor 3 betreibbaren Brenner 4 koppelbar, welcher eine zweite Wärmequelle bildet.

Zu diesem Zweck ist der Wärmetauscher 1 mit seiner Ausgangsleitung 5 einerseits - in weiter unten dargestellter Weise - mit einer Rücklaufleitung 6 verbunden, die an die Saugseite einer druckseitig mit dem Motor 3 verbundenen ersten Wasserpumpe 7 angeschlossen ist. Andererseite ist die Ausgangsleitung 5 über eine zweite Pumpe 8 sowie ein Rückschlagventil 9, welches eine Strömung in Richtung der Pumpe 8 verhindern soll, mit einer Eingangsleitung 10 verbunden, die zum Wassereingang des Brenners 4 führt und im übrigen über eine

Vorlaufleitung 11 mit einem Wasserausgang des Verbrennungsmotors 3 verbunden ist.

Die Pumpe 8, welche in den Fig. 2 und 3 genauer dargestellt ist, arbeitet als strömungsdynamische Pumpe mit einem Radialförderrad 12, welches auf seiner in den Fig. 2 und 3 rechten Stirnseite mit flügelartigen Förderschaufeln 12 versehen ist. Dieses Radialförderrad 12 ist auf einer Abtriebswelle 13 eines Elektromotors 14 (oder eines sonstigen Antriebes) im wesentlichen drehfest, jedoch axial verschiebbar angeordnet.

Ein das Radialförderrad 12 aufnehmendes Pumpengehäuse 15 besitzt auf der mit Förderschaufeln versehenen Seite des Radialförderrades 12 einen dazu zentrisch angeordneten, an die Ausgangsleitung 5 des Wärmetauschers 1 angeschlossenen Eingang 16. Des weiteren besitzt das Pumpengehäuse 15 zwei radiale Ausgänge 17 und 18, die in unterschiedlichen Radialebenen des Pumpengehäuses 15 angeordnet sind, wobei der dem Eingang 16 nähere Ausgang 17 mit dem Rückschlagventil 9 verbunden ist oder dieses Ventil 9 aufnimmt, und wobei der vom Eingang 15 entferntere Ausgang 18 an die Rücklaufleitung 6 anschließt.

Die anhand der Fig. 1 bis 3 dargestellte Anordnung funktioniert wie folgt:

Zunächst wird der Fall betrachtet, daß der Motor 3 und dementsprechend die vom Motor 3 angetriebene Wasserpumpe 7

nicht arbeiten. Wenn nun die Pumpe 8 in Betrieb gesetzt wird, wird je nach axialer Stellung des Radialförderrades 12 auf der Abtriebswelle 13 Wasser vom Eingang 16 zu unterschiedlichen Anteilen zu den Ausgängen 17 und 18 gefördert. Aufgrund hydrodynamischer Effekte stellt sich bei aktiv angetriebenem Radialförderrad 12 auf dessen die Förderschaufern 12' aufweisender Seite ein dynamischer Unterdruck ein, mit der Folge, daß sich das Radialförderrad 12 auf der Welle 13 in die rechte axiale Endlage verstellt und das Radialförderrad 12 praktisch nur noch in der dem Ausgang 17 zugeordneten Radialebene des Pumpengehäuses 15 wirksam ist. Dementsprechend wird das vom Radialförderrad 12 erfaßte Wasser ganz überwiegend dem Ausgang 17 zugeleitet. Im Ergebnis wird damit von der Pumpe 8 der sogenannte kleine Wasserkreislauf aufrechterhalten, welcher vom Ausgang 17 zum Brenner 4 und nachfolgend zum Wärmetauscher 1 und dann zum Eingang 16 der Pumpe 8 verläuft. Die vom Brenner 4 bei dessen Betrieb erzeugte Wärme wird auf diese Weise vollständig dem Wärmetauscher 1 zugeführt und kann im Falle eines Kraftfahrzeuges dann, insbesondere bei eingeschaltetem Gebläse 2, in einen zu heizenden Fahrzeuginnenraum geleitet werden. Diese Betriebsweise ist bei einem Kraftfahrzeug vorgesehen, wenn das dargestellte Heizsystem als Standheizung bei stillstehendem Fahrzeugmotor eingesetzt werden soll.

Nunmehr wird der Fall betrachtet, daß der Verbrennungsmotor 3 läuft und dementsprechend die Wasserpumpe 7 antreibt. Außerdem möge die Pumpe 8 ausgeschaltet sein. Bei dieser Betriebsweise wird durch die Wasserpumpe 7 der sogenannte gro-

Bei Wasserkreislauf aufrechterhalten, welcher vom Motor 3 über den Brenner 4 sowie den Wärmetauscher 1 und über die Pumpe 8 zur Pumpe 7 führt. Aufgrund der arbeitenden Pumpe 7 wird innerhalb des Pumpengehäuses 15 der Pumpe 8 auf der vom Eingang 16 abgewandten Stirnseite des Radialförderrades 12 ein mehr oder weniger starker Unterdruck erzeugt, durch den das Radialförderrad 12 in einer vom Eingang 15 wegführenden Richtung mitgeschleppt wird, so daß die (stillstehende) Pumpe 8 hinsichtlich des vom Eingang 16 zum Ausgang 18 führenden Strömungsweges einen minimalen Strömungswiderstand aufweist. Diese Betriebsweise mit großem Wasserkreislauf kann einerseits dazu dienen, die Abwärme des Motors 3 dem Wärmetauscher 1 zuzuführen und dort, insbesondere bei eingeschaltetem Gebläse 2, zur Beheizung eines Fahrzeuginnenraumes auszunutzen. Darüber hinaus kann beim Betrieb des großen Wasserkreislaufes der Brenner 4 eingeschaltet sein, wobei dessen Wärme einerseits die Heizleistung des Wärmetauschers 1 erhöhen und andererseits dazu dienen kann, den Motor 3 schnell auf Betriebstemperatur zu bringen, d.h. der Brenner 4 arbeitet bezüglich des Motors 3 als sogenannter Zuheizer.

Insbesondere bei ausgekühltem Fahrzeug kann es zweckmäßig sein, bei laufendem Motor 3 und dementsprechend arbeitender Pumpe 7 beim Betrieb des Brenners 4 die weitere Pumpe 8 aktiv arbeiten zu lassen. Je nach Drehzahl des Fahrzeugmotors arbeitet die Wasserpumpe 7 mit größerer oder kleinerer Förderleistung. Dementsprechend ändert sich das Verhältnis der Förderleistungen der Pumpen 7 und 8. Bei geringer Förderleistung der Pumpe 7 liegt am Ausgang 18 der Pumpe 8 nur ein

äußerst geringer Unterdruck vor. Damit kann der bei der Förderarbeit des Radialförderrades 12 auf dessen Schaufelseite auftretende vergleichsweise große dynamische Unterdruck das Förderrad 12 in Richtung des Eingangs 16 verlagern, so daß die Pumpe 8 einen großen Anteil des vom Wärmetauscher 1 kommenden Wassers auf kurzem Wege über das Rückschlagventil 9 dem Brenner 4 zuleitet und für den Fahrzeuginnenraum entsprechend viel Wärme zur Verfügung steht. Bei schneller laufendem Motor 3 arbeitet die Pumpe 7 mit erhöhter Förderleistung, so daß am Ausgang 18 ein stärkerer Unterdruck auftritt und das Förderrad 12 eine axiale Position zwischen seinen axialen Endlagen einnimmt. Damit kann das vom Wärmetauscher 1 kommende Wasser analog zum Verhältnis der Förderleistungen der Pumpen 7 und 8 auf die Ausgänge 17 und 18 der Pumpe 8 aufgeteilt werden, wobei gleichzeitig ein erhöhter Anteil der Abwärme des Motors 3 dem Wärmetauscher 1 zugeführt wird.

In den Fig. 2 und 3 umfaßt das Pumpengehäuse 15 das Radialförderrad 12 mit einem sehr engen Ringspalt 19. Grundsätzlich ist es auch möglich, diesen Ringspalt 19 breiter zu bemessen. Damit wird erreicht, daß das Radialförderrad 12 auch in seiner in Fig. 2 eingenommenen Lage beim Pumpbetrieb einen größeren Anteil des über den Eingang 16 zulaufenden Wassers zum Ausgang 18 fördert. Auf diese Weise kann bei Betriebs des Brenners 3 sowie der Pumpe 8 eine gewisse Vorwärmung des Motors 3 erreicht werden, und zwar auch dann, wenn der Motor 3 und damit die Wasserpumpe 7 stillstehen.

Fig. 4 zeigt nun eine Möglichkeit, den Querschnitt des Ringspaltes 19 in Abhängigkeit von der Temperatur des über den Eingang 16 in das Pumpengehäuse 15 einlaufenden Wassers zu verändern.

Das in Fig. 4 in Achsansicht mit Blickrichtung auf die Förderschaufeln 12' dargestellte Radialförderrad 12 besitzt eine scheibenförmige Rückwand 12'', welche aus einer Form-Gedächtnis-Legierung hergestellt und so ausgebildet ist, daß Randabschnitte 12* der Rückwand 12'' zur Rückseite der Rückwand 12' abklappen, sobald die Umgebungstemperatur eine vorgegebene Sprungtemperatur überschreitet. Sobald diese Sprungtemperatur wieder hinreichend weit unterschritten wird, nimmt die Rückwand 12'' wieder ihre Scheibenform an. Auf diese Weise wird erreicht, daß bei höherer Wassertemperatur in jedem Falle ein Bypaß mit größerem Querschnitt zwischen Vorder- und Rückseite des Radialvorderrades 12 geschaffen wird.

Im Ergebnis führt dies dazu, daß bei Betrieb des Brenners 4 und laufender Pumpe 8 bei stillstehendem Motor 3 und entsprechend stillstehender Pumpe 7 zunächst praktisch nur der kleine Wasserkreislauf aufrechterhalten wird und die vom Brenner 4 erzeugte Wärme weitestgehend vollständig zur Beheizung eines Fahrzeuginnenraumes zur Verfügung steht. Sobald die Wassertemperatur die vorgenannte Sprungtemperatur überschreitet, welche sich durch Auswahl der Form-Gedächtnis-Legierung geeignet vorgeben läßt, ist dies

gleichbedeutend damit, daß der Fahrzeuginnenraum schon um ein gewisses Maß erwärmt werden konnte und nunmehr die Wärme des Brenners 4 ohne Komforteinbuße für die Insassen zur zusätzlichen Erwärmung des Motors 3 herangezogen werden kann, um die Aufheizphase des Motors 3 bei einem nachfolgenden Fahrbetrieb zu verkürzen.

In der Wirkung entspricht ein gemäß Fig. 4 ausgebildetes Radialförderrad 12 einer steuerbaren Bypassleitung 20, wie sie in Fig. 1 strichliert zwischen den Ausgängen 17 und 18 der Pumpe 8 angedeutet ist.

Grundsätzlich ist es möglich, eine derartige Bypassleitung 20, gegebenenfalls mit temperaturabhängiger Steuerung ihres Drosselwiderstandes, vorzusehen.

Durch das seine Form temperaturabhängig ändernde Radialförderrad 12 kann dem gegenüber jedoch ein deutlich verminderter Montageaufwand gewährleistet werden.

Die Ausführungsform der Fig. 5 und 6 unterscheidet sich von der in den Fig. 2 und 3 dargestellten Ausführungsform im wesentlichen dadurch, daß die das Radialförderrad 12 antreibende und tragende Welle 13 etwas in den Eingang 16 hinein verlängert ist. Darüber hinaus ist auf der Welle 13 zwischen einem am freien Ende der Welle 13 angeordneten Widerlager 13' und dem zugewandten Stirnende des Radialförderrades 12 eine Schraubendruckfeder 20 aus Formgedächtnislegierung angeordnet. Dabei ist die Feder 20 derart ausgebildet, daß sie

unterhalb einer Sprungtemperatur - beispielsweise 60°C - ihren in Fig. 5 dargestellten Zustand mit geringer axialer Länge einnimmt.

Wird dagegen die Sprungtemperatur überschritten, geht die Schraubendruckfeder 20 in ihren anderen Zustand über, bei dem sie gemäß Fig. 6 eine große axiale Länge hat bzw. anzunehmen sucht, mit der Folge, daß das Radialförderrad 12 vom Widerlager 13' ferngehalten bzw. in die Lage der Fig. 6 weggedrückt wird.

Solange die Temperatur des über die Leitung 5 (vgl. Fig. 1) in den Eingang 16 einströmenden Wärmeträgermediums unterhalb der Sprungtemperatur liegt, verhält sich die Ausführungsform der Fig. 5 und 6 in gleicher Weise, wie es oben anhand der Fig. 1 bis 3 beschrieben wurde.

Wenn nur die Pumpe 8 arbeitet, nimmt das Radialförderrad 12 aufgrund hydrodynamischer Effekte seine in Fig. 5 dargestellte rechte Endlage im Bereich des in Fig. 5 rechten Ausgangs 17 ein, so daß das vom Eingang 16 kommende Wärmeträgermedium vom Radialförderrad 12 praktisch ausschließlich in den Ausgang 17 gefördert wird.

Wenn dagegen der Motor 14 der Pumpe 8 stillgesetzt ist und nur die Pumpe 7 (vgl. Fig. 1) arbeitet, wird das Radialförderrad 12 aufgrund hydrodynamischer Effekte auf der Welle 13 in Fig. 5 nach links in die linke Endlage verschoben, so daß

das vom Eingang 16 kommende Wärmeträgermedium praktisch vollständig in den Ausgang 18 einströmt.

Wenn beide Pumpen 7 und 8 arbeiten, wird dagegen das Radialförderrad 12 eine axial mittlere Stellung zwischen den beiden vorangehend genannten Endlagen einnehmen, mit der Folge, daß das vom Eingang 16 kommende Wärmeträgermedium auf die Ausgänge 17 und 18 aufgeteilt wird, wobei das Verhältnis der in die Ausgänge 17 und 18 einströmenden Mengen vom Verhältnis der Drehzahlen der Pumpen 7 und 8 abhängig ist und sich das Radialförderrad 12 analog dem Drehzahlverhältnis axial verschiebt.

Wenn dagegen die Sprungtemperatur überschritten wird, wird das Radialförderrad 12 von der Schraubendruckfeder 20 daran gehindert, sich über die in Fig. 6 dargestellte axiale Stellung hinaus an das Widerlager 13' anzunähern. Sollte das Radialförderrad 12 zum Zeitpunkt der Überschreitung der Sprungtemperatur eine dem Widerlager 13' stärker angenäherte Lage einnehmen, wird das Radialförderrad 12 von der Feder 20 in die Stellung der Fig. 6 verschoben.

Dabei wird die Lage der Fig. 6 immer dann eingenommen, wenn nur die Pumpe 8 aktiv arbeitet. Wenn die Sprungtemperatur überschritten worden ist, wird also auch dann, wenn nur die Pumpe 8 arbeitet, das vom Eingang 16 kommende Wärmeträgermedium zumindest zu einem größeren Anteil auch dem Ausgang 18 zugeführt.

Wenn dagegen nur die Pumpe 7 aktiv arbeitet, wird das Radialförderrad 12 durch hydrodynamische Effekte vom zugewandten Ende der Feder 20 abgerückt und in seine in Fig. 6 linke Endlage gebracht, so daß praktisch das gesamte über den Eingang 16 kommende Wärmeträgermedium in den Ausgang 18 gelangt.

Wenn beide Pumpen 7 und 8 arbeiten, wird das Radialförderrad 12 in Abhängigkeit von dem Verhältnis der Förderleistungen der beiden Pumpen 7 und 8 eine Stellung zwischen der vorgenannten linken Endlage und der in Fig. 6 dargestellten Lage einnehmen.

Gemäß einer bevorzugten Ausführungsform der Erfindung kann das Pumpengehäuse 15 gegebenenfalls zweiteilig mit gegeneinander bezüglich der Achse der Welle 13 verdrehbaren Gehäuseteilen 15' und 15" aufgebaut sein. Auf diese Weise besteht die Möglichkeit, die Ausgänge 17 und 18 in beliebiger Drehstellung relativ zueinander anzuordnen, so daß die Pumpe 8 für sehr unterschiedliche Einbauverhältnisse in Fahrzeugen geeignet ist.

Die Ausgänge 17 und 18 brauchen nicht exakt radial zur Achse der Welle 13 angeordnet zu sein. Vielmehr können diese Ausgänge 17 und 18 auch etwa tangential in die Umfangswand des Pumpengehäuses 15 einmünden, wobei die Ausgänge 17 und 18 in Umlaufrichtung des Radialförderrades 12 vom Gehäuse 15 abzweigen.

Außerdem besteht die Möglichkeit, das Radialförderrad 12 auf einer schraubenförmigen Führung auf der Welle 13 anzuordnen bzw. zwischen Motor 14 und Radialförderrad 12 eine Schraubkupplung vorzusehen, so daß das Radialförderrad 12 bei Axialverschiebung relativ zur Welle 13 bzw. zum Motor 14 eine Drehung in der einen oder anderen Richtung ausführt. Bei arbeitendem Radialförderrad 12 wird auf diese Weise eine von der Steigung der schraubenförmigen Führung abhängige Axialkraft erzeugt, die den strömungsdynamisch erzeugten Axialkräften entgegenwirken oder diese Kräfte unterstützen kann. Damit kann die axiale Lage der Radialförderrades 12 auf der Welle 13 zusätzliche durch Drehzahländerungen des das Radialförderrad 12 treibenden Elektromotors 14 verändert werden.

Schließlich können die axialen Endlagen des Radialförderrades 12 verstellbar oder einstellbar ausgebildet sein. Wenn z.B. das Radialförderrad 12 gegenüber der Darstellung in Fig. 2 eine nach links verlagerte rechte Endlage aufweist, wird bei in rechter Endlage arbeitendem Radialförderrad 12 ein größerer Anteil des geförderten Wärmeträgermediums dem Pumpenausgang 18 und damit dem Verbrennungsmotor 3 zu dessen Erwärmung zugeleitet. Durch entsprechende Einstellung der rechten axialen Endlage des Radialförderrades 12 läßt sich der Grad der Motorvorwärmung vorgeben, wobei grundsätzlich alle Einstellungen zwischen „keine Motorvorwärmung“ und „vorrangige Motorvorwärmung“ einstellbar sein können.

Ansprüche

1. Heizsystem, insbesondere für Kraftfahrzeuge, bei dem eine nach Art eines Heizkörpers wirkende Wärmetauscheranordnung über einen hydraulischen Wärmeträgerkreislauf, insbesondere Wasserkreislauf, thermisch mit einer ersten Wärmequelle, insbesondere einem zum Antrieb des Kraftfahrzeuges dienenden Verbrennungsmotor, sowie einer zweiten Wärmequelle, insbesondere einem von der ersten Wärmequelle unabhängig betreibbaren Brenner, thermisch koppelbar ist, wobei eine Steueranordnung in Abhängigkeit vom Betriebzustand einer der ersten Wärmequelle zugeordneten Pumpe zwischen einem ersten Zustand, bei dem das Wärmeträgermedium bzw. zumindest ein großer Teil desselben über beide Wärmequellen geleitet wird, und einem zweiten Zustand umsteuerbar ist, bei dem das Wärmeträgermedium von einer weiteren hydrodynamischen Pumpe nur bzw. überwiegend über die zweite Wärmequelle geleitet wird,
dadurch gekennzeichnet,
daß die weitere Pumpe (8) ein in einem Pumpengehäuse (15) axial verschiebbares Radialförderrad (12) mit auf dessen einer Stirnseite angeordneten Radialförderschaufeln (12') sowie einen axial vor dieser Stirnseite angeordneten Pumpeneingang (16) und zwei in Achsrichtung des Förderrades voneinander beabstandete radiale Pumpenausgänge (17,18) aufweist, und daß der vom Pumpeneingang (16) axial entferntere

Pumpenausgang (18) mit der Eingangsseite der ersten Wärmequelle (3) und der dem Pumpeneingang axial nähere Pumpenausgang (17) mit der Eingangsseite der zweiten Wärmequelle (4) kommuniziert.

2. Heizsystem nach Anspruch 1,

dadurch gekennzeichnet,

daß das Radialförderrad (12) eine temperaturabhängig veränderbare Form aufweist, derart, daß innerhalb des Pumpengehäuses (15) zwischen einem Raum auf der einen Stirnseite des Radialförderrades und einem Raum auf der anderen Stirnseite des Radialförderrades ein Verbindungsweg mit temperaturabhängigem Querschnitt vorhanden ist.

3. Heizsystem nach Anspruch 2,

dadurch gekennzeichnet,

daß ein scheibenförmiger Teil (12'') des Radialförderrades (12) zumindest bereichsweise aus Form-Gedächtnis-Legierung besteht.

4. Heizsystem nach Anspruch 1 oder 3,

dadurch gekennzeichnet,

daß das Radialförderrad (12) einen variablen Durchmesser aufweist.

5. Heizsystem nach einem der Ansprüche 1 bis 4,

dadurch gekennzeichnet,

daß das Radialförderrad (12) mit einem seine Form und/oder Stellung temperaturabhängig ändernden Anschlag (20) zusam-

menwirkt, wobei der Anschlag unterhalb einer Sprungtemperatur bzw. unterhalb eines unteren Temperaturschwellwertes eine Axialverschiebung des Radialförderrades (12) zwischen zwei Endlagen zuläßt, in denen das Radialförderrad (12) das Wärmeträgermedium entweder überwiegend dem einen radialen Pumpenausgang (17) oder überwiegend dem anderen radialen Pumpenausgang (18) zuföhrt, und wobei der Anschlag (20) das Radialförderrad (12) oberhalb der Sprungtemperatur oder eines oberen Temperaturschwellwertes in eine solche axiale Position bringt und/oder die axiale Beweglichkeit des Radialförderrades (12) derart einschränkt, daß zumindest ein Teilstrom des Wärmeträgermediums in den vom Pumpeneingang (16) entfernteren radialen Pumpenausgang (18) strömt.

6. Heizsystem nach Anspruch 5,

dadurch gekennzeichnet,

daß als Anschlag eine aus Formgedächtnislegierung bestehende Feder (20) angeordnet ist.

7. Heizsystem nach Anspruch 5 oder 6,

dadurch gekennzeichnet,

daß die als temperaturabhängiger Anschlag angeordnete Feder (20) aus Formgedächtnislegierung als Schraubenfeder ausgebildet ist, welche auf der das Radialförderrad (12) treibenden und tragenden Welle (13) axial zwischen einem wellenseitigen Widerlager (13') und dem zugewandten Stirnende des Radialförderrades (12) angeordnet ist.

8. Heizsystem nach einem der Ansprüche 1 bis 7,

dadurch gekennzeichnet,

daß das Radialförderrad (12) auf einer zum Antrieb des Rades dienenden Welle (13) schraubverschiebbar angeordnet ist, derart, daß bei angetriebenem Radialförderrad zwischen Welle (13) und Radialförderrad eine Axialkraft wirksam wird.

9. Heizsystem nach einem der Ansprüche 1 bis 8,

dadurch gekennzeichnet,

daß das Pumpengehäuse zwischen den beiden Ausgängen (17,18) geteilt ist, derart, daß sich die beiden Teilgehäuse (15',15'') relativ zueinander bezüglich der Achse des Radialförderrades (12) verdrehen lassen.

10. Heizsystem nach einem der Ansprüche 1 bis 9,

dadurch gekennzeichnet,

daß das Radialförderrad (12) in seiner einen axialen Endlage in einer die Achse des einen Pumpenausganges (17) enthaltenden Radialebene und/oder in seiner anderen axialen Endlage in einer die Achse des anderen Pumpenausganges (18) enthaltenden Radialebene arbeitet.

11. Heizsystem nach Anspruch 10,

dadurch gekennzeichnet,

daß das Radialförderrad (12) in Lagen zwischen seinen Endlagen in einer die Achse eines Pumpenausganges (17,18) enthaltenden Radialebene arbeitet.

12. Heizsystem nach einem der Ansprüche 1 bis 11,

dadurch gekennzeichnet,

daß das Radialförderrad (12) einstellbare bzw. verstellbare axiale Endlagen aufweist.

13. Heizsystem nach einem der Ansprüche 1 bis 12,

dadurch gekennzeichnet,

daß das Pumpengehäuse (15) einen in Richtung des einen und/oder anderen Pumpenausganges zunehmenden Innendurchmesser aufweist, derart, daß bei axialer Verschiebung des Radialförderrades (12) aus einer Ausgangslage in Richtung des einen und/oder anderen Pumpenausganges ein sich erweiternder Ringspalt (19) zwischen Radialförderrad und Pumpengehäuse auftritt.

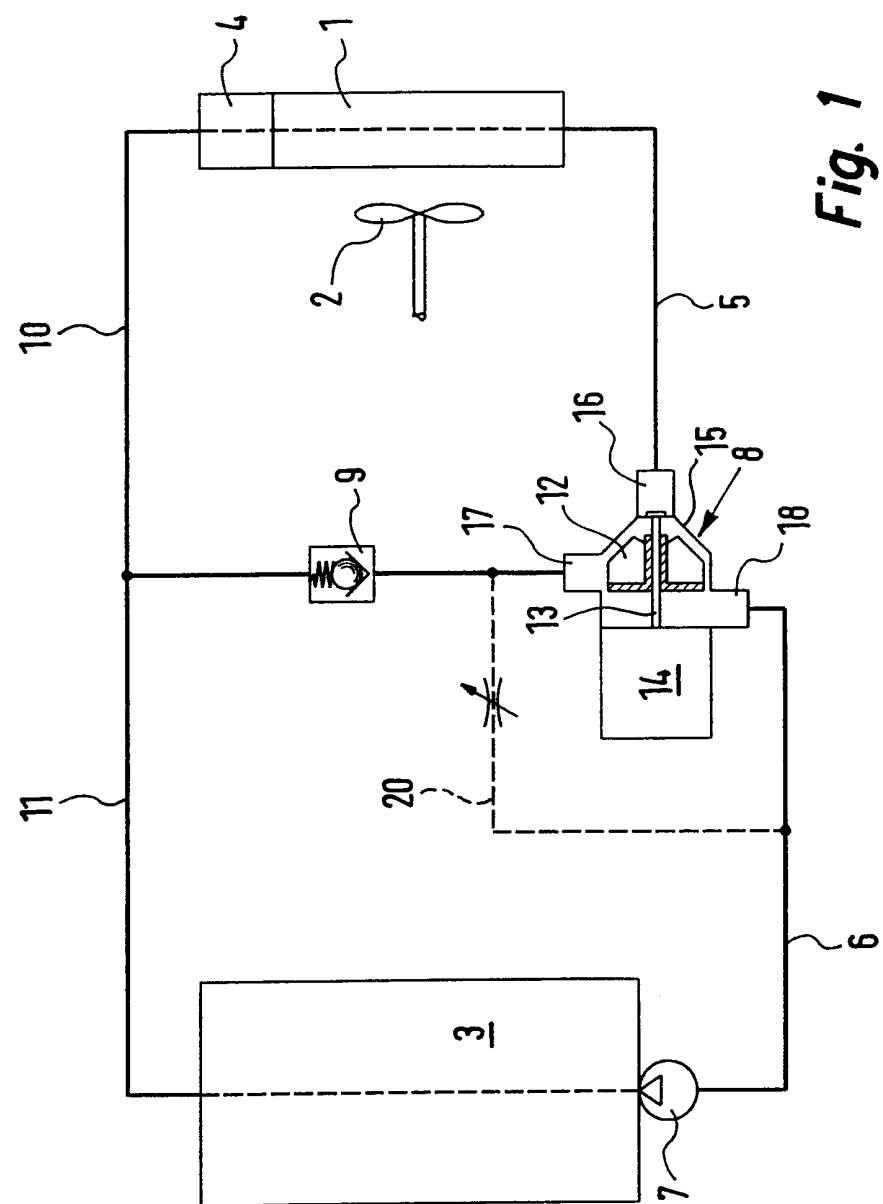


Fig. 1

2 / 4

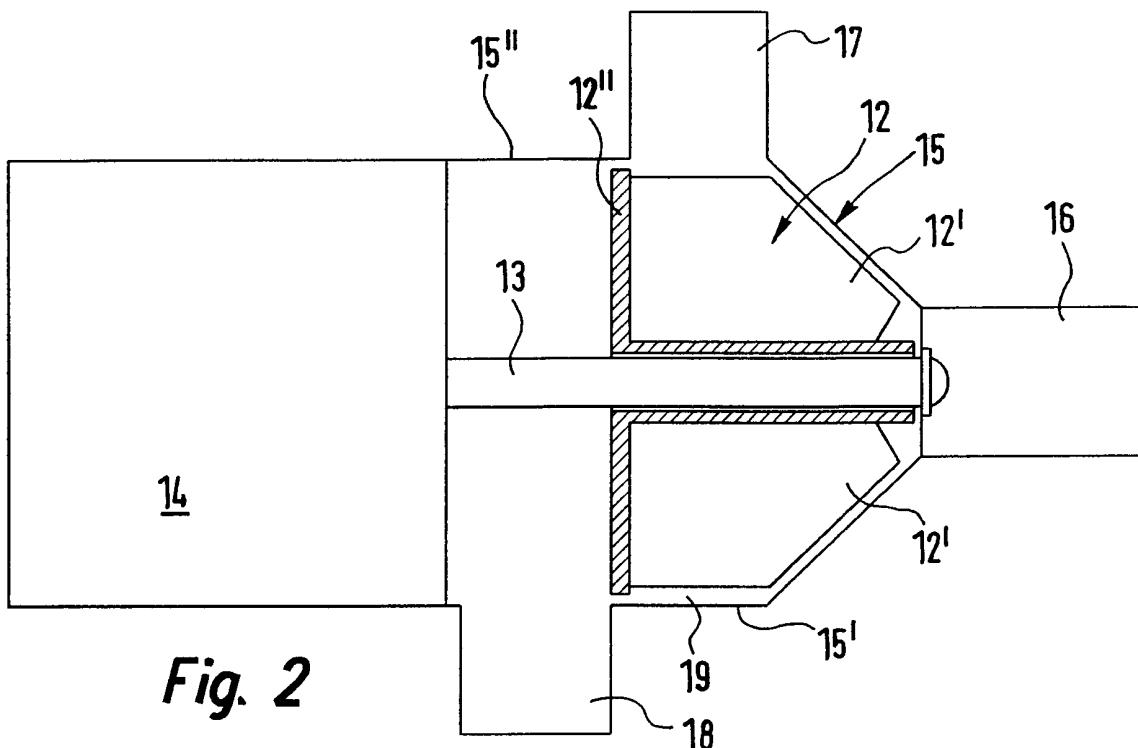


Fig. 2

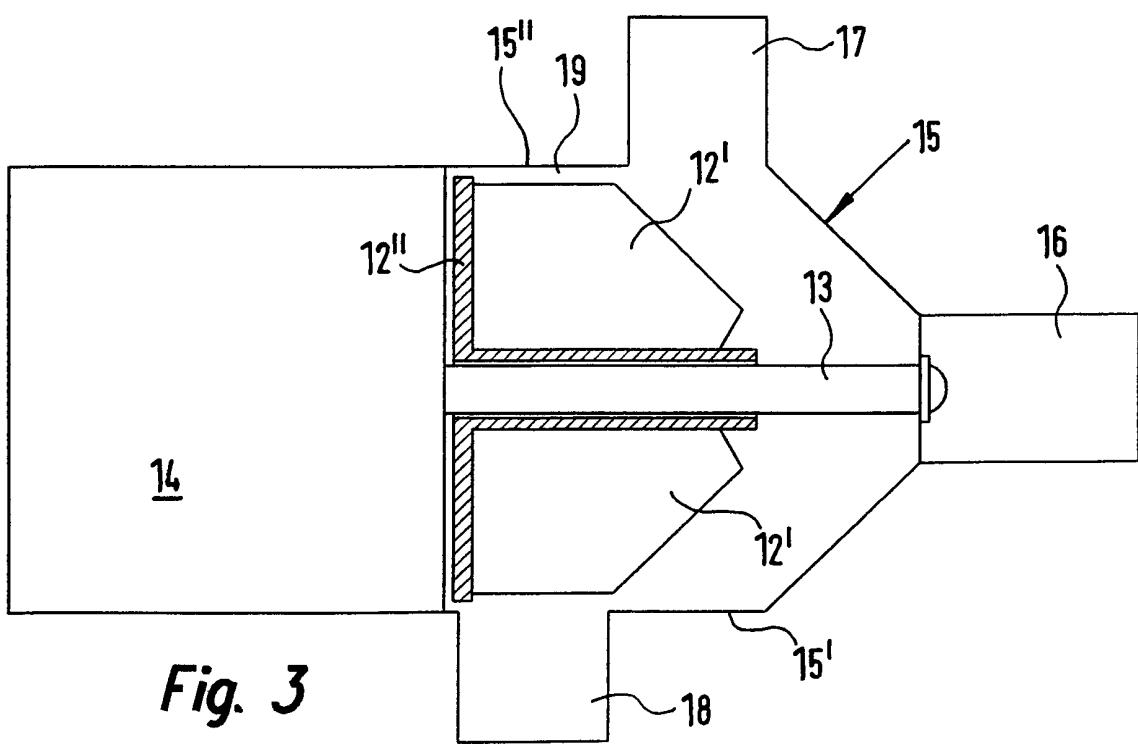
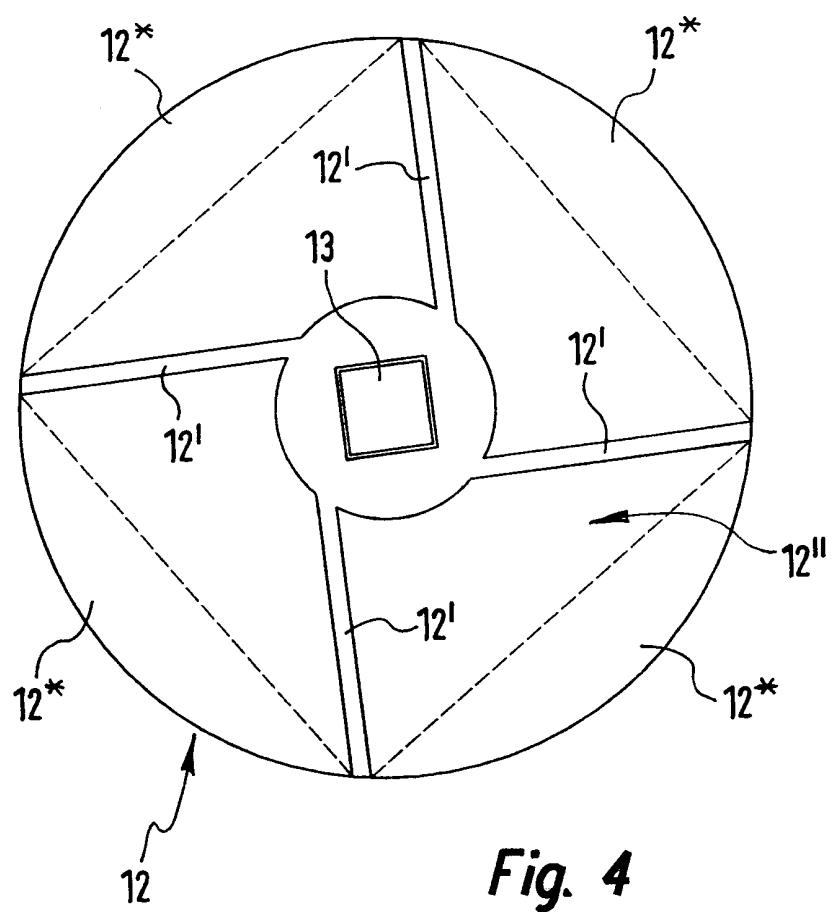


Fig. 3

3 / 4



4 / 4

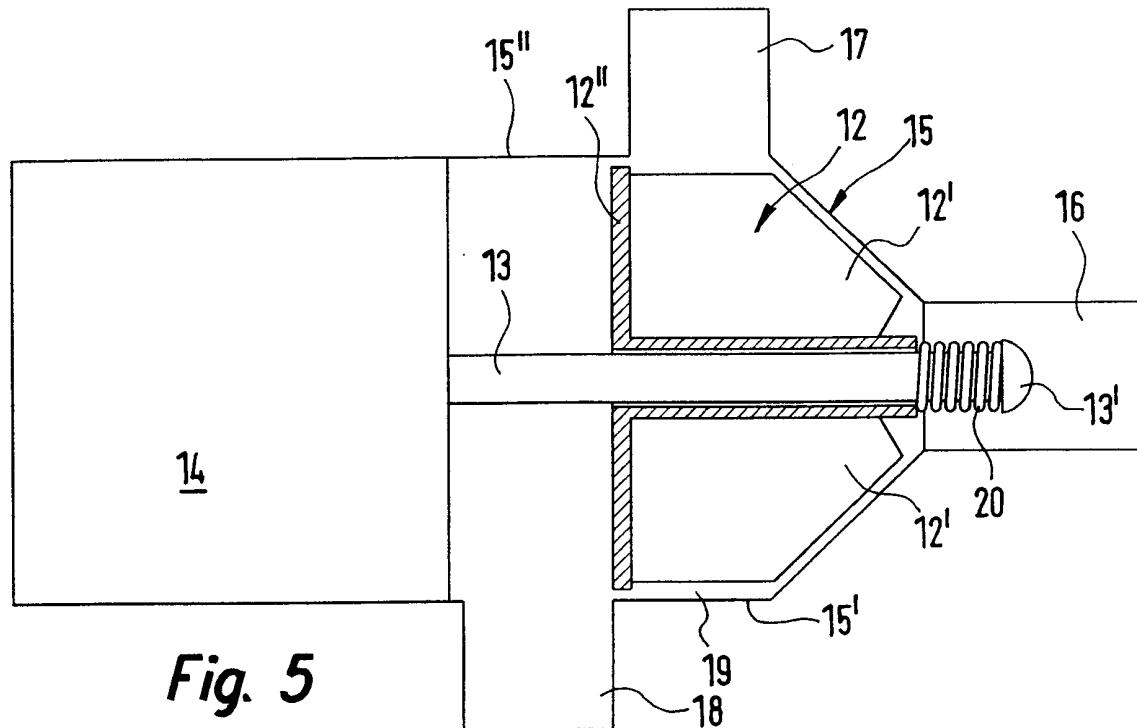


Fig. 5

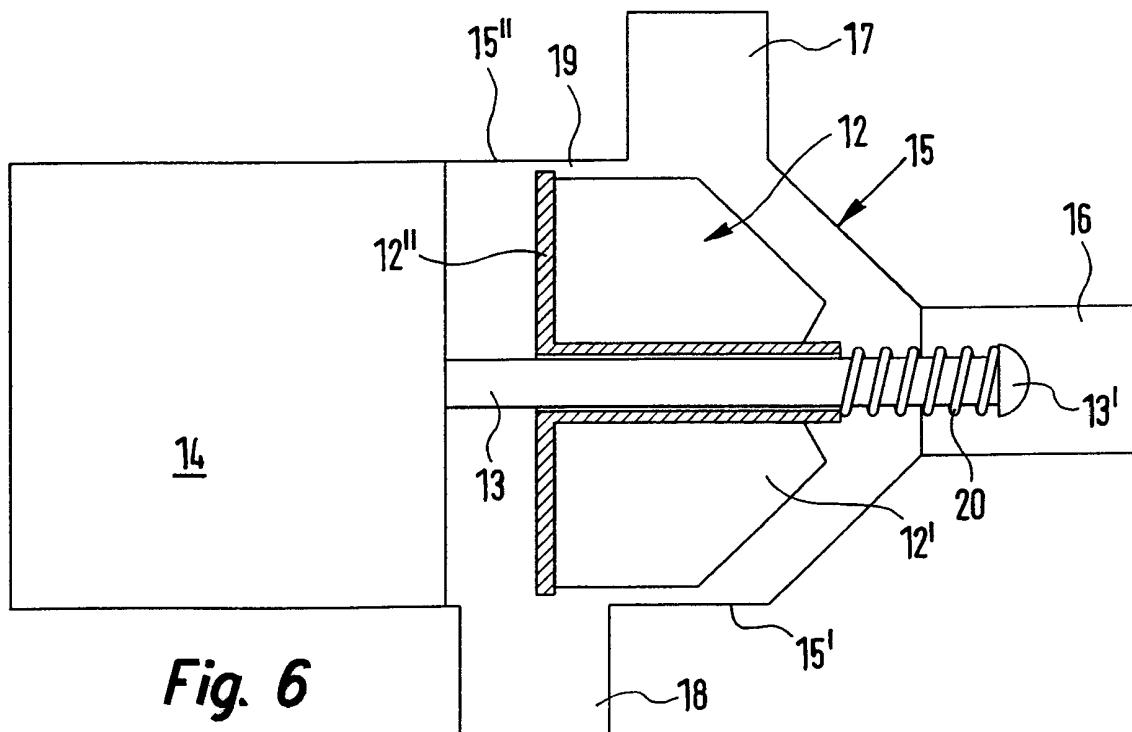


Fig. 6

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International Application No
PCT/EP 00/03261

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

IPC 7 B60H1/03 B60H1/00 F04D29/04 F04D29/20 F01P5/10

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

IPC 7 B60H F04D F01P

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practical, search terms used)

EPO-Internal, PAJ

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category °	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	US 5 564 627 A (VEITENHANSL HORST) 15 October 1996 (1996-10-15) column 2, line 45 -column 4, line 58; figure 1 ---	1
A	DE 44 46 152 A (EBERSPAECHER J) 27 June 1996 (1996-06-27) cited in the application the whole document ---	1
A	DE 42 29 608 C (WEBASTO THERMOSYSTEME) 19 August 1993 (1993-08-19) the whole document -----	1

Further documents are listed in the continuation of box C.

Patent family members are listed in annex.

° Special categories of cited documents :

- "A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
- "E" earlier document but published on or after the international filing date
- "L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
- "O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
- "P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art.

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

Date of mailing of the international search report

28 September 2000

06/10/2000

Name and mailing address of the ISA

European Patent Office, P.B. 5818 Patentlaan 2
NL - 2280 HV Rijswijk
Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl,
Fax: (+31-70) 340-3016

Authorized officer

Blandin, B

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International Application No

PCT/EP 00/03261

Patent document cited in search report	Publication date	Patent family member(s)		Publication date
US 5564627	A 15-10-1996	NONE		
DE 4446152	A 27-06-1996	DE 4324371 A	26-01-1995	
		EP 0718133 A	26-06-1996	
		US 5743466 A	28-04-1998	
		CA 2159615 A	02-02-1995	
		CZ 9600079 A	15-05-1996	
		WO 9503187 A	02-02-1995	
		EP 0708716 A	01-05-1996	
		US 5586721 A	24-12-1996	
DE 4229608	C 19-08-1993	NONE		

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Internationales Aktenzeichen

PCT/EP 00/03261

A. KLASIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES
IPK 7 B60H1/03 B60H1/00 F04D29/04 F04D29/20 F01P5/10

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

B. RECHERCHIERTE GEBIETE

Recherchierte Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole)

IPK 7 B60H F04D F01P

Recherchierte aber nicht zum Mindestprüfstoff gehörende Veröffentlichungen, soweit diese unter die recherchierten Gebiete fallen

Während der internationalen Recherche konsultierte elektronische Datenbank (Name der Datenbank und evtl. verwendete Suchbegriffe)

EPO-Internal, PAJ

C. ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
A	US 5 564 627 A (VEITENHANSL HORST) 15. Oktober 1996 (1996-10-15) Spalte 2, Zeile 45 -Spalte 4, Zeile 58; Abbildung 1 ----	1
A	DE 44 46 152 A (EBERSPAECHER J) 27. Juni 1996 (1996-06-27) in der Anmeldung erwähnt das ganze Dokument ----	1
A	DE 42 29 608 C (WEBASTO THERMOSYSTEME) 19. August 1993 (1993-08-19) das ganze Dokument -----	1

Weitere Veröffentlichungen sind der Fortsetzung von Feld C zu entnehmen

Siehe Anhang Patentfamilie

* Besondere Kategorien von angegebenen Veröffentlichungen :

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

"E" älteres Dokument, das jedoch erst am oder nach dem internationalen Anmeldedatum veröffentlicht worden ist

"L" Veröffentlichung, die geeignet ist, einen Prioritätsanspruch zweifelhaft erscheinen zu lassen, oder durch die das Veröffentlichungsdatum einer anderen im Recherchenbericht genannten Veröffentlichung belegt werden soll oder die aus einem anderen besonderen Grund angegeben ist (wie ausgeführt)

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

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

"T" Spätere Veröffentlichung, die nach dem internationalen Anmeldedatum oder dem Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist und mit der Anmeldung nicht kollidiert, sondern nur zum Verständnis des der Erfindung zugrundeliegenden Prinzips oder der ihr zugrundeliegenden Theorie angegeben ist

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

"Y" Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann nicht als auf erforderlicher Tätigkeit beruhend betrachtet werden, wenn die Veröffentlichung mit einer oder mehreren anderen Veröffentlichungen dieser Kategorie in Verbindung gebracht wird und diese Verbindung für einen Fachmann naheliegend ist

"&" Veröffentlichung, die Mitglied derselben Patentfamilie ist

Datum des Abschlusses der internationalen Recherche

Absendedatum des internationalen Recherchenberichts

28. September 2000

06/10/2000

Name und Postanschrift der Internationalen Recherchenbehörde
Europäisches Patentamt, P.B. 5818 Patentlaan 2
NL - 2280 HV Rijswijk
Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl.
Fax: (+31-70) 340-3016

Bevollmächtigter Bediensteter

Blandin, B

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Angaben zu Veröffentlichungen, die zur selben Patentfamilie gehören

Internationales Aktenzeichen

PCT/EP 00/03261

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument	Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
US 5564627	A 15-10-1996	KEINE	
DE 4446152	A 27-06-1996	DE 4324371 A 26-01-1995 EP 0718133 A 26-06-1996 US 5743466 A 28-04-1998 CA 2159615 A 02-02-1995 CZ 9600079 A 15-05-1996 WO 9503187 A 02-02-1995 EP 0708716 A 01-05-1996 US 5586721 A 24-12-1996	
DE 4229608	C 19-08-1993	KEINE	