



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets

Veröffentlichungsnummer : **0 100 917 B1**

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag der Patentschrift :
01.10.86

(51) Int. Cl.⁴ : **F 01 P 11/02, F 01 P 3/22**

(21) Anmeldenummer : **83106971.1**

(22) Anmeldetag : **15.07.83**

(54) **Kühlkreislauf für Brennkraftmaschinen.**

(30) Priorität : **15.07.82 DE 3226508**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung :
22.02.84 Patentblatt 84/08

(45) Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung : **01.10.86 Patentblatt 86/40**

(84) Benannte Vertragsstaaten :
DE FR GB IT SE

(56) Entgegenhaltungen :

DE-A- 2 821 872

FR-A- 2 408 722

GB-A- 1 154 642

US-A- 1 311 809

US-A- 3 132 634

US-A- 3 981 279

TECHNISCHE RUNDschau, Band 63, Nr. 46, Oktober 1971, Seiten 9-11, Bern, CH. H. LEBIG: "Flüssigkeitsgekühlte Brennkraftmaschinen"

BUSSIEN, Automobiltechnisches Handbuch, 1979, Walter de Gruyter, Berlin New York, Seite 284, Absatz II

(73) Patentinhaber : **BAYERISCHE MOTOREN WERKE Aktiengesellschaft**
Postfach 40 02 40 Petuelring 130
D-8000 München 40 (DE)

(72) Erfinder : **Schweiger, Erwin, Dipl.-Ing.**
Marienburger Strasse 121
D-8060 Dachau (DE)
Erfinder : **Starmühler, Erwin, Dipl.-Ing.**
Schmutzerstrasse 1
D-8000 München 70 (DE)
Erfinder : **Temmesfeld, Axel, Dipl.-Ing.**
Am Hellholz 40
D-8201 Bad Feilnbach (DE)

(74) Vertreter : **Schweiger, Erwin**
c/o Bayerische Motoren Werke AG - AJ-35 Postfach
40 02 40 Petuelring 130
D-8000 München 40 (DE)

EP 0 100 917 B1

Anmerkung : Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents im Europäischen Patentblatt 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 einen Kühlkreis gemäß der Bauart des Patentanspruches 1. Bei Kühlkreisen dieser Bauart ist es bekannt, den Füllstutzen und damit auch die im Füllstutzen-Deckel enthaltenen Überdruck- und Unterdruckventile gemeinsam entweder im Vorlaufbereich des Kühlers zwischen dem Kühlmantel der Brennkraftmaschine und dem Kühler-Vorlauf-Wasserkasten oder im Rücklaufbereich des Kühlers zwischen Kühler-Rücklauf-Wasserkasten und Saugseite der Kühlmittelpumpe anzuordnen (Technische Rundschau Nr. 46, 1971, Seite 9).

Bei der erstgenannten Anordnung im Vorlaufbereich liegt zwar das Überdruckventil an einer Stelle im Kühlkreis, an der dessen Funktion entsprechend während des Betriebes der Maschine zumindest annähernd der höchste Druck auftritt und begrenzt wird. Das Unterdruckventil kann jedoch an dieser Stelle seinem Zweck nicht voll gerecht werden, weil der niedrigste Druck im Kühlkreis während des Betriebes an der Saugseite der Kühlmittelpumpe auftritt und somit vom Unterdruckventil nicht verwertet werden kann. Bei der Ansteuerung beider Ventile vom Rücklaufbereich und damit vom Druckbereich der Saugseite der Kühlmittelpumpe liegt aufgrund der vorgenannten Zusammenhänge das Überdruckventil an einer Stelle, an der es seine Funktion nicht erfüllen kann, während das Unterdruckventil hierbei voll zur Wirkung kommt.

Um vorgenannte Nachteile zu überwinden, ist es bekannt, die Überdruck- und Unterdruckventile getrennt an verschiedenen Stellen im Kühlkreis anzuordnen (US-A-2 799 260). Dabei ist jedoch ein erhöhter Bauaufwand, höheres Gewicht, höherer Raumbedarf und ein höherer Wartungs- bzw. Reparaturaufwand gegeben. Die gleichfalls bekannte, in einem Ventilgehäuse zusammengefaßte Anordnung beider Ventile innerhalb einer Bypass-Leitung mit engem Querschnitt zwischen Vor- und Rücklaufbereich (US-A-3 132 634) führt neben Nachteilen bei der Wartung und Reparatur zu einer funktionell gleichfalls nachteiligen Ansteuerung beider Ventile mit einem mittleren Kühlmitteldruck zwischen den Druckwerten im Vor- und Rücklaufbereich. Ergänzend wird auf folgende Teilanmeldungen zu diesem Patent hingewiesen: EP-A-0163006 und EP-A-0157167.

Aufgabe der Erfindung ist es, den Kühlkreis der bekannten Bauart des Patentanspruches 1 so weiterzubilden, daß die günstige Zusammenfassung der Überdruck- und Unterdruckventile im Füllstutzen-Deckel beibehalten werden kann und dennoch beide Ventile einerseits bei dem höchsten auftretenden Überdruck im Vorlaufbereich und andererseits bei dem tiefsten auftretenden Unterdruck im Rücklaufbereich funktionssichernd zur Wirkung kommen.

Zur Lösung dieser Aufgabe sieht die Erfindung die Merkmale gemäß dem Kennzeichen des Patentanspruches 1 vor. Dabei wird die getrennte Ansteuerung der Überdruck- und Unterdruck-

ventile mit dem geringen Bauaufwand eines weiteren getrennten Steuerraumes im Füllstutzen-Deckel und einer weiteren Leitungsverbindung erreicht.

5 Die Patentansprüche 2 bis 16 enthalten bevorzugte Ausgestaltungen und Weiterbildungen der Erfindung. Die Merkmale der Ansprüche 2 und 3 enthalten die zusätzliche Nutzung und Ausbildung der als Überdruck-Steuerleitung wirkenden Leitungsverbindung zum Überdruckventil als Abströmleitung für das vom Überdruckventil abzuleitende Kühlmittel bzw. als ständig wirksam gedrosselte Entlüftungsleitung mit zum Überdruckventil parallel geschalteter Drossel, die 10 die Zuleitung des Vorlaufbereich-Überdruckes zum Überdruckventil ohne Druckabfall sichert. Zu diesen Funktionen ist die Nutzung einer bei bekannten Kühlsystemen vielfach vorhandenen, am Vorlaufbereich angeschlossenen Entlüftungsleitung möglich.

15 Die Ansprüche 4 und 5 enthalten bevorzugte Ausgestaltungen der Erfindung für die Anordnung der Drossel für die Entlüftungsleitung. Die Merkmale des Anspruches 6 sehen vor, weitere Steuerelemente für den Kühlkreis im Füllstutzen und Füllstutzen-Deckel zu vereinigen.

20 Die Merkmale des Anspruches 7 beinhalten die Anordnung und Bemessung eines weiteren Überdruckventiles, das gewährleistet, daß bei niedrigen Motordrehzahlen und dadurch niedriger Pumpenförderleistung im gesamten Kühlkreis ein geringerer Überdruck aufgebaut wird, als er durch das vom Vorlaufbereich gesteuerte Überdruckventil nach Anspruch 1 bestimmt wird. 25 Dadurch wird einerseits die Druckbelastung des Kühlkreises bei Teillastbetrieb der Maschine verringert und die Entlüftungswirkung durch Öffnen des weiteren Überdruckventiles mit Ausschieben von evtl. angesammelter Luft bei geringerem Druck erreicht, ohne daß andererseits die vorteilhafte Begrenzung des Kühlmitteldruckes durch die Überdruck- und Unterdruckventile beeinträchtigt wird.

30 Die Merkmale des Anspruches 8 enthalten eine baulich vorteilhafte Zusammenfassung der beiden Überdruckventil-Funktionen nach den Ausbildungen gemäß Anspruch 1 und 7 in einem Doppelventil.

35 Die Merkmale des Anspruches 9 enthalten ein vom Vorlaufdruck ferngesteuertes Überdruckventil, das das Kühlmittel aus dem Druckbereich der Saugseite der Kühlmittelpumpe absteuert, wodurch die Entlüftung des Kühlsystems zusätzlich begünstigt wird.

40 Nach dem Merkmal des Anspruches 10 wird ein einziges Überdruckventil von beiden Druckbereichen, nämlich vom Vorlaufbereich und vom Rücklaufbereich, betätigt und damit die Funktionen zweier Überdruckventile in diesem vereinigt. Die Merkmale des Anspruches 11 enthalten eine Abstimmung der beiden Überdruck-Öffnungswerte für das Überdruckventil nach Anspruch 10. 45 50 55 60

Die Merkmale des Anspruches 12 beinhalten die konstruktive Ausgestaltung eines Kühlkreises mit einem Überdruckventil nach den Ansprüchen 10 oder 11 in Verbindung mit einer besonders wirksamen Entlüftungsvorrichtung. Die Merkmale der Ansprüche 13 und 14 bilden die Gegenstände nach den Ansprüchen 10 bis 12 derart weiter, daß gemäß Anspruch 15, in Verbindung mit einem Nebenstrom-Ausgleichsbehälter mit Ausdehnungs-Luftraum durch das Überdruckventil und das Unterdruckventil jeweils auch nur Anteile des Luftraum-Inhaltes zu- und abgeleitet werden bzw. daß der Entlüftungs-Nebenstrom als Entlüftungswirbel in den Ausgleichsbehälter eingeleitet wird, um im Kühlkreis verteilte Luftreste wirksam aus dem Kühlmittel auszuschcheiden.

Die Ansprüche 16 und 17 enthalten Merkmale für die bis zur Auslegungsgrenze des Kühlkreises funktionssichernde Bemessung des Überdrucköffnungswertes für ein vom Vorlaufbereich angesteuertes Überdruckventil, die zugleich höhere Überdruckwerte ausschließt, die bei bekannter Rücklaufbereich-Ansteuerung eines Überdruckventiles durch alterungsbedingten Anstieg des Kühler-Durchflußwiderstandes auftreten.

In der Zeichnung ist die Erfindung beispielsweise dargestellt. Es zeigen :

Figur 1 einen Kühlkreis für Brennkraftmaschinen in schematischer Darstellung mit einem erfindungsgemäßen Überdruckventil in einem an der Saugseite der Kühlmittelpumpe angeschlossenen Füllstutzen,

Figur 2 einen Kühlkreis entsprechend Fig. 1 mit einem erfindungsgemäßen Überdruckventil, das an der Saugseite der Kühlmittelpumpe angeschlossen, jedoch zusätzlich über einen Stellmotor vom Druck im Vorlauf-Wasserkasten des Kühlers angesteuert ist,

Figur 3 einen Füllstutzen mit im Deckel eingebauten erfindungsgemäßen Ventilen für einen Nebenstrom-Ausgleichsbehälter mit Ausdehnungs-Luftraum gemäß Fig. 2 und

Figur 4 den Querschnitt nach der Linie IV-IV in Fig. 3.

Eine Brennkraftmaschine 1 enthält einen durch einen Pfeil angedeuteten Kühlmantel 2, in den das Kühlmittel mittels einer Kühlmittelpumpe 3 unter Druck gefördert wird. Am Austritt 4 des Kühlmantels 2 ist ein Vorlauf 5 als Leitungsverbindung mit freiem Durchgang zu einem Kühler 6 angeschlossen. Der Vorlauf 5 mündet in einen Kühler-Vorlauf-Wasserkasten 7. Vom Vorlauf 5 zweigt ein Kurzschluß 8 ab und mündet in einen Mischthermostat 9, wobei diese Mündung durch ein Kurzschlußventil 10 des Mischthermostats 9 gesteuert wird. Von einem Kühler-Rücklauf-Wasserkasten 11 führt eine den Rücklauf 12 aus dem Kühler 6 bildende Leitung gleichfalls in den Mischthermostat 9, der ein Kühlventil 13 für die Steuerung der Einmündung des Rücklaufes 12 enthält. Von einer Mischkammer 14 des Mischthermostats 9, der ein Kühlventil 13 für die Steuerung der Einmündung des Rücklaufes 12 enthält. Von einer Mischkammer 14 des Mischthermostats 9 mündet eine Saugleitung 15 aus

und mündet in die Saugseite 16 der Kühlmittelpumpe 3.

Am Kühler-Vorlauf-Wasserkasten 7 ist ein Überdruckventil 17 mittels einer Abströmleitung 18 angeschlossen, um mit einem zur Atmosphäre offenen Ausgleichsbehälter 19 mittels einer Nachsaugleitung 20 verbunden. Gegen Verdunsten des Kühlmittels ist der Ausgleichsbehälter 19 in seiner Befüllöffnung mit einer geschlitzten Dichtscheibe 19' ausgestattet. Das Überdruckventil 17 kann alternativ am Vorlauf 5 oder am Kühlmantel 2 der Maschine angeschlossen sein. Über die Nachsaugleitung 20 und ein bevorzugt als Rückschlagventil drucklos ansprechendes Unterdruckventil 21 ist der Ausgleichsbehälter 19 mit der Saugseite 16 der Kühlmittelpumpe 3 verbunden. Die Nachsaugleitung 20 mündet in Bodennähe aus dem Innenraum des Ausgleichsbehälters 19 aus. Ein oder mehrere relativ großflächige Feinsiebe 22 und 23 im Kühler 6 bzw. im Ausgleichsbehälter 19 vermeiden ein durch vom Kühlmittel mitgerissene Schmutzteilechen verursachtes Undichtwerden der Ventile.

Das Überdruckventil 17 und das Unterdruckventil 21 sind in einem Füllstutzen 21' zu einer Baueinheit vereinigt. Im Füllstutzen 21' ist ein weiteres Überdruckventil 24 angeordnet, das über die Nachsaugleitung 20 unmittelbar an der Saugseite 16 der Kühlmittelpumpe 3 und damit an deren Saugdruck wirksam ist. In den Innenraum des Füllstutzens 21' mündet die Abströmleitung 18 als Entlüftungsleitung mittels einer Drossel 26 zum Abbau der Druckdifferenz zwischen ihren Anschlüssen einerseits am Vorlauf-Wasserkasten 7 und andererseits über die Nachsaugleitung 20 an der Saugseite 16 der Kühlmittelpumpe 3. In den Füllstutzen 21' bzw. in den Füllstutzen-Deckel 27 ist ein Niveau-Schwimmerschalter 21'' eingebaut, der bei Luftansammlung im Füllstutzen 21' einen Anzeigestromkreis ansteuert, und zwar unabhängig davon, ob im Ausgleichsbehälter 19 noch eine optisch erkennbare Reservemenge enthalten ist oder nicht.

Die Überdruckventile 17 und 24 werden von ihnen jeweils zugeordneten Steuerkammern 17' bzw. 27' aus in den einander entgegengesetzten Öffnungsrichtungen und in den gleichfalls einander entgegengesetzten Schließrichtungen von einer einzigen Ventiltfeder 24' betätigt. Unterschiedliche Überdrucköffnungsweite von beispielsweise 2 bzw. 1,5 bar werden durch eine umgekehrt proportionale Bemessung der Öffnungsquerschnitte der beiden Ventile erreicht. Der jeweilige Anschluß der Abströmleitung 18 und des Ausgleichsbehälters 19 über die Nachsaugleitung 20 am Deckel 27 erfolgt über abgedichtete Ringnuten 30 und 31, die zwischen Füllstutzen 21' und Deckel 27 angeordnet sind.

Beim Betrieb der Brennkraftmaschine 1, der üblicherweise nach längerem Abkühlen mit einem Kaltstart beginnt, führt der erste Drehzahlanstieg sofort zum Aufbau einer Förderhöhe der Kühlmittelpumpe 3, die einerseits ein Absinken des Pumpensaugdruckes unter den vor dem Start im gesamten Kühlkreis gegebenen Umgebungs-

druck und andererseits einen Aufbau eines Überdruckes in den der Kühlmittelpumpe 3 nachgeschalteten Kühlerkreisabschnitten, Kühlmantel 2, Vorlauf 5, Kurzschluß 8, Kühler 6 und Rücklauf 12 bewirkt. Während dieser Überdruck den Öffnungsdruckwert des Überdruckventiles 17 nicht erreicht, wird durch das auf geringste Druckdifferenz ansprechende Unterdruckventil 21 und durch die Nachsaugleitung 20 aus dem Ausgleichsbehälter 19 so lange Kühlmittel in den Kühlkreis gesaugt, bis an der Saugseite 16 der Kühlmittelpumpe 3 der Umgebungsdruck erreicht ist. Bei diesem Vorgang steigt gleichzeitig der Überdruck in den der Kühlmittelpumpe 3 nachgeschalteten Teilen des Kühlkreises weiter an. Die elastischen Schlauchleitungen und evtl. Restlufteinschlüsse in diesem Bereich ermöglichen dabei eine Zunahme des darin enthaltenen Volumens an Kühlmittel.

Während des weiteren Betriebes der Brennkraftmaschine 1 steigt aufgrund des Wärmeüberganges im Kühlmantel 2 auf das Kühlmittel dessen Temperatur stetig an bis der Öffnungsdruckwert des Mischthermostats 9 von etwa 80 °C erreicht wird. Daran schließt sich der Regelbereich des Mischthermostats 9 mit zunehmendem Öffnen des Kühlerventils 13 und Schließen des Kurzschlußventiles 10 sowie ebenfalls zunehmendem Durchströmen des Kühlers 6 an. Ein weiterer Temperaturanstieg bis über ca. 90 °C führt über den Regelbereich des Mischthermostats 9 hinaus bei geschlossenem Kurzschlußventil 10 zum alleinigen Durchströmen des Kühlers 6 mit dadurch erhöhter Durchflußmenge, Durchflußgeschwindigkeit, Wärmeabfuhr und auch erhöhtem Strömungswiderstand und Druckaufbau im Kühlmantel 2, Vorlauf 5 und Kühler-Vorlauf-Wasserkasten 7. Je nach Volumeninhalt und Elastizität des Kühlkreises, insbesondere der Schlauchleitungen des Vorlaufes 5, des Kurzschlusses 8, des Rücklaufes 12 und der Saugseite 15, sowie ferner je nach der Ausgangstemperatur des Kühlmittels beim Startvorgang und je nach augenblicklicher Motordrehzahl wird der Öffnungsdruckwert des Überdruckventiles 17 von beispielsweise 2 bar oder des Überdruckventiles 24 von beispielsweise 1,5 bar mehr oder weniger frühzeitig vor oder nach dem Öffnen des Kühlerventiles 13 des Mischthermostats 9 erreicht. Die Motordrehzahl ist deshalb ausschlaggebend, weil die auftretende geringe Förderhöhe der Kühlmittelpumpe 3 bei niedrigen bis mittleren Drehzahlen zuerst ein Ansprechen des Überdruckventiles 24 ermöglicht, das mit einem Überdruck-Öffnungsdruckwert anspricht, der gerade um diejenige Druckdifferenz niedriger liegt als der Überdruck-Öffnungsdruckwert des Überdruckventiles 17, die sich zwischen Stillstand oder Leerlaufdrehzahl und Höchstdrehzahl der Maschine an der Anschlußstelle des Überdruckventiles 17 aufbaut. Bei geringen Motordrehzahlen spricht somit jeweils das Überdruckventil 24 an, das auf der Saugseite 16 der Kühlmittelpumpe 3 über die Steuerkammer 27' und die Nachsaugleitung 20 angeschlossen ist. Nur im

Bereich der Höchstdrehzahl der Maschine ist der Überdruck-Öffnungsdruckwert des über die Steuerkammer 17' und die Abströmleitung 18 an den Kühler-Vorlauf-Wasserkasten 7 angeschlossenen Überdruckventiles 17 maßgebend. Dabei treten jedoch andererseits aufgrund der Strömungswiderstände des Kühlkreises in Strömungsrichtung nach der Anschlußstelle des Überdruckventiles 17 jeweils niedrigere Drücke auf. Der Druck an der Saugseite 16 der Kühlmittelpumpe 3 liegt dabei sogar wesentlich unter dem Überdruck-Öffnungsdruckwert des dort wirksamen Überdruckventiles 24. Dies ist in der Saugwirkung der Kühlmittelpumpe 3 und in den über den gesamten Kühlkreis verteilten Elastizitäten vor allem der Schlauchleitungen begründet. Bei niedrigster Leerlaufdrehzahl der Maschine sind die Druckdifferenzen sehr gering und damit nimmt, wie auch beim Stillstand der Maschine 1, der gesamte Kühlkreis einen Überdruck entsprechend dem Öffnungsdruckwert des Überdruckventiles 24 an.

Insgesamt kann somit im Kühlkreis regelmäßig ein Innendruck vom Umgebungsdruck bis zum Öffnungsdruckwert des Überdruckventiles 17 sowie während des Betriebes der Maschine 1 im Kühlmantel 2 und im Vorlauf 5 sowie im Kurzschluß 8 ein darüber hinausgehender, vom Strömungswiderstand des Kühlkreises abhängiger Überdruck auftreten. Die eindeutige Begrenzung der Höchst- und Niedrigst-Druckwerte im Kühler-Vorlauf-Wasserkasten 7 bzw. an der Saugseite 16 der Kühlmittelpumpe 3 vermeiden einerseits eine Drucküberlastung des Kühlers 6 mit entsprechender Überdimensionierung in seiner Festigkeit und andererseits einen Druckabfall mit erhöhter Kavitationsgefahr in der Kühlmittelpumpe 3.

Der durch die Wirkung des Überdruckventiles 24 nach dem Abstellen der Maschine im gesamten Kühlkreis einheitlich zur Verfügung stehende Überdruck wirkt einer Dampfbildung beim Nachheizen bzw. Temperatúrausgleich zwischen der Maschine und dem Kühlmittel entgegen. Eine Drucküberlastung der Kühlkreis-Bauteile ist durch diesen relativ geringen ausschließlich statisch wirksamen Überdruck nicht gegeben. Der vom Überdruckventil 17 bestimmte höhere Überdruck ist auf den Betrieb der Maschine 1 mit relativ hohen Motordrehzahlen begrenzt, bei denen die Druckdifferenz zwischen der Saugseite 16 der Kühlmittelpumpe 3 und der Anschlußstelle des Überdruckventiles 17 größer ist als die Differenz der Überdruck-Öffnungsdruckwerte zwischen den Überdruckventilen 17 einerseits und 24 andererseits. Dieser höhere Überdruck ist somit auf einen relativ geringen Anteil der Betriebszeit der Maschine, insbesondere beim Antrieb von Fahrzeugen, begrenzt. Die Dauerhaltbarkeit der Kühlkreis-Bauteile, insbesondere des Kühlers und der Schlauchleitungen, wird dadurch begünstigt.

Mit Beginn des Betriebes der Maschine nach dem Befüllen des Kühlkreises mit Kühlmittel beginnt auch ein selbsttätiges Entlüften des Kühlkreises von Restluftanteilen, die während des Befüllens an verschiedenen Stellen zurückgeblie-

ben sind oder während des Betriebes, beispielsweise durch die jeweils kurzzeitig beim Kaltstart mit Unterdruck belasteten Dichtungen der Kühlmittelpumpe 3, in den Kühlkreislauf gelangen. Diese Restluftanteile werden mit der Strömung des Kühlmittels von der Maschine 1 durch den frei durchgehenden Vorlauf 5 in den Kühler-Vorlauf-Wasserkasten 7 gespült, in den während des Anwärmens der Maschine bei geschlossenem Kühltventil 13 des Thermostats 9 lediglich die von der Drossel 26 bestimmte relativ geringe Entlüftungsströmung gelangt. Dadurch kann sich nach der Abzweigung des Kurzschlusses 8 im restlichen Teil des Vorlaufes 5 und im Kühler-Vorlauf-Wasserkasten 7 bei beruhigter Strömung ein großer Teil der Restluft vom Kühlmittel ab scheiden und über die Abströmleitung 18, die Ringnut 31 und die Drossel 26 zum Füllstutzen 21' abströmen und dort dem Überdruckventil 24 vorlagern. Sobald durch das Anwärmen der Maschine 1 und des Kühlmittels sowie durch die dabei gegebene Wärmedehnung und Druckerhöhung des Kühlmittels der Überdruckwert von beispielsweise 1,5 bar dieses Überdruckventiles 24 erreicht wird, öffnet dieses und läßt die gesamte Restluft durch die Nachsaugleitung 20 in den Ausgleichsbehälter 19 strömen. Dieser Vorgang setzt sich fort bzw. wiederholt sich, bis der Wärme-Beharrungszustand des Kühlkreises erreicht ist. Ein Entlüften tritt auch dann ein, wenn der Überdruck-Öffnungswert von etwa 2,0 bar des Überdruckventiles 17 im Kühler-Vorlauf-Wasserkasten erreicht wird. Jedoch werden dabei keine vorgelagerten Restluftanteile, sondern lediglich unmittelbar im austretenden Kühlmittel enthaltene oder gelöste Restluftanteile in den Ausgleichsbehälter 19 und damit an die Atmosphäre ausgeschieden. Ein weiteres Entlüften und Ausschieben von Kühlmittel mit Restluft aus dem Füllstutzen 21' in den Ausgleichsbehälter 19 durch das Überdruckventil 24 tritt auch immer dann ein, wenn nach einer Anwärm-Betriebszeit mit hoher Motordrehzahl von etwa 5 000 bis 6 000/min und hoher Druckdifferenz von etwa 1 bar zwischen Kühler-Vorlauf-Wasserkasten 7 und Saugseite 16 der Kühlmittelpumpe 3 die Motordrehzahl erheblich, insbesondere bis auf Leerlaufdrehzahl, abfällt. Der Überdruck-Öffnungswert von etwa 2 bar des Überdruckventiles 17 ist dabei nämlich zuerst wenigstens annähernd erreicht und dagegen der Überdruck-Öffnungswert von etwa 1,5 bar des weiteren Überdruckventiles 24 wesentlich unterschritten. Beim Abfallen der Motordrehzahl gleichen sich die Überdruckwerte dann weitestgehend einander an, so daß der Überdruck im Füllstutzen 21' etwa auf den Überdruck-Öffnungswert des dortigen Überdruckventiles 24 steigt. Bei der regelmäßig dann anschließenden weiteren Erwärmung des Kühlmittels durch den Temperatenausgleich zwischen der hoch aufgeheizten Maschine 1 und dem Kühlmittel wird durch die entsprechende Wärmedehnung des Kühlmittels der Überdruck-Öffnungswert des Überdruckventiles 24 überschritten. Die im Füllstutzen 21' bis dahin evtl.

vorgelagerte Restluft wird dabei zusammen mit einem Anteil an Kühlmittel in den Ausgleichsbehälter 19 ausgeschieden.

Die Ausbildung des Kühlkreises nach Fig. 2 stimmt sowohl im Aufbau als auch in der Funktion weitestgehend mit derjenigen nach Fig. 1 überein. Lediglich der Füllstutzen 21' ist hierbei alternativ mit einem Nebenstrom-Ausgleichsbehälter 28 mit Luftraum 29 zusammengefaßt oder als Füllstutzen 21' ohne Luftraum 29 ausgebildet (gestrichelt eingezeichnet). Die in die Atmosphäre mündende Abdampfleitung 20' soll daher ausschließlich in Kombination mit einem Luftraum 29 vorgesehen sein, während der Ausgleichsbehälter 19 und die Nachsaugleitung 20 sowohl mit einem Nebenstrom-Ausgleichsbehälter 28 ohne Luftraum 29 als auch mit einem Füllstutzen 21' ohne Luftraum zusammenwirken können.

Bei der Ausbildung gemäß den Fig. 2 bis 4 ist ferner abweichend von Fig. 1 anstelle zweier Überdruckventile ein einziges Überdruckventil 24 und ein als Stellmotor auf dieses wirkender Kolben 32 im Deckel 27 des Füllstutzens 21' angeordnet. Der Kolben 32 wird durch die nur als Steuer- und Entlüftungsleitung wirksame Abströmleitung 18 vom Überdruck im Kühler-Vorlauf-Wasserkasten 7 beaufschlagt. Eine Druckstange 32' überträgt die Steuerbewegung des Kolbens 32 auf das Überdruckventil 24. Die wirk samen Querschnitte des Kolbens 32 und des Überdruckventiles 24 sind mit der Ventillfeder 24' des Überdruckventiles 24 derart abgestimmt, daß das Überdruckventil beispielsweise bei etwa 2 bar Überdruck an der Saugseite 16 der Kühlmittelpumpe 3 unmittelbar von diesem Überdruck geöffnet wird, während es bei etwa 1 bar Überdruck an der Saugseite 16 und gleichzeitig etwa 2 bar Überdruck im Kühler-Vorlauf-Wasserkasten 7 von der überwiegenden Druckkraft des Kolbens 32 über die Druckstange 32' betätigt wird. Auf diese Weise wird bei Stillstand oder Leerlauf der Maschine 1 und somit fehlender bzw. nur geringer Förderhöhe der Kühlmittelpumpe 3 für den Nachheizvorgang mit Temperatur- und Druckanstieg gegen ein Nachkochen in der Maschine im gesamten Kühlkreis ein statischer Druck von etwa 2 bar zur Verfügung gestellt. Während des Betriebes der Maschine 1 wird dagegen der Druckverlauf im mit relativ hohem örtlichen Überdruck beaufschlagten Kühler-Vorlauf-Wasserkasten 7 ebenfalls auf den dann wirksamen Höchstwert von etwa 2 bar begrenzt. An der Saugseite 16 der Kühlmittelpumpe 3 und an allen Kühlkreisstellen, die in Strömungsrichtung hinter dem Kühler-Vorlauf-Wasserkasten 7 liegen, treten dabei geringere Überdruckwerte auf. Bei einer maximalen Druckdifferenz von etwa 1 bar zwischen Saugseite 16 und Kühler-Vorlauf-Wasserkasten 7 fällt somit der Überdruck an der Saugseite 16 nicht unter etwa 1 bar, so daß ein Unterschreiten des Siededruckes bei üblichen Höchsttemperaturen an dieser Stelle von ca. 120 °C nicht eintreten kann.

In den Fig. 3 und 4 ist die konstruktive Ausbildung und Anordnung des Füllstutzens 21' und

des zugehörigen schraubbaren Deckels 27 am Nebenstrom-Ausgleichsbehälter 28 mit Luftraum 29 bzw. alternativ an einem Füllstutzen 21' ohne Luftraum 29 dargestellt. Der Füllstutzen 21' ist als einteiliges Kunststoff-Formteil ausgeführt, dem je ein Schlauchanschlußstutzen 34 und 35 für die Abströmleitung 18 und für die Überlaufleitung 20' bzw. Nachsaugleitung 20 angeformt sind. Die Abströmleitung 18 mündet in einen engeren unteren zylindrischen Teil 36 der Füllstutzen-Innenwand 37, dem eine beiderseits abgedichtete Ringnut 38 des Deckels 27 zugeordnet ist. Die Überlauf- bzw. Nachsaugleitung 20' bzw. 20 mündet in einen weiteren oberen zylindrischen Teil 39, der mit einem oberen Raum des Deckels 27 außerhalb der Überdruck- und Unterdruckventile 17 und 22 verbunden ist. Der Deckel 27 ist als zweiteiliges verklebtes oder verschweißtes Kunststoff-Formteil ausgebildet. Er enthält die Über- und Unterdruckventile 24 und 21 sowie die Steuerkammern 17' und 27' zum Kolben bzw. zur Membrane 32 des Stellmotors für das Überdruckventil 24. Ferner weist der Deckel 27 Bohrungen und Verbindungsöffnungen für das Überdruckventil 24 mit Ventillfeder 24' und Federhülse 40 für den letzten Abschnitt 18' der Abströmleitung 18 und für das Unterdruckventil 21 sowie für einen zylindrischen Luftabscheideraum 41 auf, in den eine enge Entlüftungsbohrung 26' als der in Fig. 2 entsprechende Drossel 26 tangential einmündet. Die dadurch im Betrieb entstehende Kreiselströmung begünstigt das Abscheiden der im Entlüftungsstrom mitgeführten Restluft.

Patentansprüche

1. Kühlkreis für Brennkraftmaschinen, mit einer am Zulauf zum Kühlmantel (2) der Maschine (1) angeordneten Kühlmittelpumpe (3), die im Kühlmantel (2), einem Kühler (6), einem Thermostat (9) und deren Verbindungsleitungen, Vorlauf 5, Rücklauf 12 und Kurzschluß 8, einen Kühlmittel-Umlauf mit Druckgefälle bewirkt, und mit je einem zur Atmosphäre öffnenden, in einem Füllstutzen-Deckel (27) angeordneten Überdruckventil (17) und Unterdruckventil (21) dadurch gekennzeichnet, daß das Überdruckventil (17) und das Unterdruckventil (21) getrennt in je einer Steuerkammer (27' bzw. 17') im Füllstutzen-Deckel (27) und über je eine Leitungsverbindung (Ringnut 31 und Abströmleitung 18 bzw. Füllstutzen 21', Ausgleichsbehälter 28 und Nachsaugleitung 20) einerseits vom Kühlmittel-Höchstdruck im Vorlaufbereich, Kühlmantel 2, Vorlauf 5 und Kühler-Vorlauf-Wasserkasten 7 und andererseits vom Kühlmittel-Niedrigstdruck im Rücklaufbereich (Kühler-Rücklauf-Wasserkasten 11, Rücklauf 12 und Saugseite 16 der Kühlmittelpumpe 3) angesteuert sind.

2. Kühlkreis nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die zweite Leitungsverbindung zugleich als Abströmleitung (18) für das durch das Überdruckventil (17) abzuleitende Kühlmittel

ausgebildet ist.

3. Kühlkreis nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet,

— daß die zweite Leitungsverbindung (Abströmleitung 18) zugleich als Entlüftungsleitung ausgebildet ist,

— die parallel zum Überdruckventil (17) über eine Drossel (26) mit einer Entlüftungsstelle (Füllstutzen 21') und über die erste Leitungsverbindung (Nachsaugleitung 20) mit dem Rücklaufbereich (Kühler-Rücklauf-Wasserkasten 11, Rücklauf 12 und Saugseite 16 der Kühlmittelpumpe 3) verbunden ist.

4. Kühlkreis nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß die Drossel (26) in einen Füllstutzen (21') mündet, der mit der Saugseite (16) der Kühlmittelpumpe (3) verbunden ist.

5. Kühlkreis nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß der Füllstutzen (21') Bestandteil eines Entlüftungs-Behälters und/oder eines Volumen-Ausgleichsbehälters (28) mit Ausdehnungs-Luftraum (29) ist.

6. Kühlkreis nach Anspruch 4 oder 5, dadurch gekennzeichnet, daß der Füllstutzen (21') und der Füllstutzen-Deckel (27) neben dem Überdruckventil (17), dem Unterdruckventil (21) und der Drossel (26) auch ein Entlüftungsventil und/oder einen Niveau-Schwimmer-Schalter (21'') aufnehmen.

7. Kühlkreis nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet,

— daß an die Saugseite (16) der Kühlmittelpumpe (3) ein weiteres Überdruckventil (24) angeschlossen ist,

— dessen Überdruck-Öffnungswert wenigstens annähernd um diejenige Druckdifferenz (etwa 0,2 bis 0,6 bar) über dem Siededruck des Kühlmittels bei höchstzulässiger Kühlmitteltemperatur liegt, die an der Saugseite (16) der Kühlmittelpumpe (3) zwischen deren geringster und höchster Förderleistung bei Mindest- bzw. Höchstdrehzahl der Maschine (1) gegeben ist.

8. Kühlkreis nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet,

— daß das Überdruckventil (17) und das weitere Überdruckventil (24) einander coaxial gegenüberliegend angeordnet sind,

— daß die Öffnungsquerschnitte der beiden Ventile (17 und 24) im umgekehrten Größenverhältnis ihrer Überdruck-Öffnungswerte bemessen sind und

— daß beide Ventile (17 und 24) von einer einzigen Ventillfeder (24') in entgegengesetzten Richtungen geschlossen gehalten werden kann.

9. Kühlkreis nach einem der Ansprüche 1 und 3 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß das Überdruckventil (24) einen Stellmotor (Kolben oder Membrane 32) aufweist, der vom Überdruck im Vorlaufbereich (Kühlmantel 2, Vorlauf 5 und Kühler-Vorlauf-Wasserkasten 7) über die Leitungsverbindung (Abströmleitung 18) beaufschlagt wird.

10. Kühlkreis nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, daß ein einziges vom Kühlmittel-Höchstdruck im Rücklaufbereich (Kühler-Rücklauf-Wasserkasten 11, Rücklauf 12 und Saugseite 16

der Kühlmittelpumpe 3) angesteuertes Überdruckventil (24) sowohl vom Kühlmitteldruck im Vorlaufbereich (Kühlmantel 2, Vorlauf 5 und Kühler-Vorlauf-Wasserkasten 7) über die Steuerleitung (Abströmleitung 18) und den Stellmotor (Kolben 32 oder Membrane) als auch unmittelbar vom Kühlmitteldruck im Rücklaufbereich (Kühler-Rücklauf-Wasserkasten 11, Rücklauf 12 und Saugseite 16 der Kühlmittelpumpe 3) betätigt wird.

11. Kühlkreis nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, daß Stellmotor (Kolben 32 oder Membrane) und Überdruckventil (24) in ihren druckbeaufschlagten Flächen und/oder ihren Schließfederkräften wahlweise derart aufeinander abgestimmt sind, daß entweder gleiche oder unterschiedliche Überdruck-Öffnungswerte des Vorlaufbereiches und des Rücklaufbereiches das Öffnen des Überdruckventiles (24) bewirken.

12. Kühlkreis nach Anspruch 10 oder 11, dadurch gekennzeichnet,

— daß die Membrane (32) oder der Kolben des Stellmotors eine Steuerkammer (17') begrenzt,

— daß in die Steuerkammer (17') die Steuerleitung (Abströmleitung 18) mündet und

— daß der Stellmotor (Membrane 32 oder Kolben) über eine Druckstange (32') das Überdruckventil (24) betätigt,

— daß eine weitere Steuerkammer (27') verschließt und das koaxial zur Druckstange (32') und zur Membrane (32) bzw. zum Kolben des Stellmotors angeordnet ist,

— wobei die weitere Steuerkammer (27') mit dem Innenraum des Füllstutzens (21') verbunden ist und der Kühlmitteldruck im Rücklaufbereich (Kühler-Rücklauf-Wasserkasten 11, Rücklauf 12 und Saugseite 16 der Kühlmittelpumpe 3) das Überdruckventil (24) unmittelbar beaufschlagt.

13. Kühlkreis nach einem der Ansprüche 10 bis 12, dadurch gekennzeichnet,

— daß die Steuerleitung (Abströmleitung 18) in den Füllstutzen-Deckel (27) über eine radiale Ringnut (38) desselben einmündet und

— daß der Füllstutzen (21') je einen Schlauchanschlußstutzen (34 und 35) für die Steuerleitung (Abströmleitung 18) und für eine Überlaufleitung (20') aufweist,

— die in einen Teil (36) der zylindrischen Füllstutzen-Innenwand (37) der zylindrischen Füllstutzen-Innenwand (37) im Bereich der Ringnut (38) des Füllstutzen-Deckels (27) bzw. in die zylindrische Innenwand (37) eines außerhalb der Ventile (24 und 21) liegenden Hohlraumes (39) des Füllstutzens (21') und des Füllstutzen-Deckels (27) münden.

14. Kühlkreis nach Anspruch 13, dadurch gekennzeichnet, daß die Steuerleitung (Abströmleitung 18) innerhalb des Füllstutzen-Deckels (27) in einer zum Stellmotor parallel liegenden Drosselbohrung (26') endet, die tangential in einen zylindrischen, zum Luftraum (29) offenen Luftabscheideraum (41) einmündet.

15. Kühlkreis nach Anspruch 13 oder 14, dadurch gekennzeichnet, daß der Füllstutzen (21') Bestandteil eines Ausgleichsbehälters (28) mit

einem Luftraum (29) als Wärmedehnungs- und Druckausgleichs-Raum ist.

16. Kühlkreis nach einem der Ansprüche 1 bis 15, dadurch gekennzeichnet, daß das vom Kühlmitteldruck im Vorlaufbereich (Kühlmantel 2, Vorlauf 5 und Kühler-Vorlauf-Wasserkasten 7) angesteuerte Überdruckventil (17 bzw. 24) einen Überdruck-Öffnungswert aufweist, der wenigstens annähernd um diejenige Druckdifferenz über dem Siededruck des Kühlmittels bei an der Saugseite (16) der Kühlmittelpumpe (3) höchstzulässiger Kühlmitteltemperatur liegt, die zwischen der Saugseite (16) der Kühlmittelpumpe (3) und der Anschlußstelle des Überdruckventiles (17 bzw. 24) dann auftritt, wenn im wesentlichen die höchste Förderleistung der Kühlmittelpumpe (3) bei voll geöffnetem Kühlerventil (13) des Thermostats (9) gegeben ist.

17. Kühlkreis nach Anspruch 16, dadurch gekennzeichnet, daß das Überdruckventil (17 bzw. 24) einen Überdruck-Öffnungswert von 1,5 bis 2,2 bar bei einer höchstzulässigen Kühlmitteltemperatur an der Saugseite (16) der Kühlmittelpumpe (3) von 90 bis 120 °C und bei einer Druckdifferenz zwischen der Saugseite (16) der Kühlmittelpumpe (3) und der Anschlußstelle des Überdruckventiles (17 bzw. 24) von 0,5 bis 1,2 bar aufweist.

Claims

1. A cooling circuit for internal combustion engines, having a coolant pump (3) arranged on the inlet side of the cooling jacket (2) of the engine (1) and effecting a coolant cycle with a drop in pressure in the cooling jacket (2), in a radiator (6), a thermostat (9) and its connecting conduits, feed (5), return (12) and short-circuit (8), and having an over-pressure valve (17) and an under-pressure valve (21) each opening to atmosphere and arranged in a filler cap (27), characterised in that the over-pressure valve (17) and the under-pressure valve (21) are separately actuated on the one hand by the coolant maximum pressure in the feed region, cooling jacket (2), feed (5) and radiator feed tank (7), and on the other hand by the coolant minimum pressure in the return region (radiator return tank 11, return 12 and suction side 16 of the coolant pump 3) each in a control chamber (27' and 17') respectively in the filler cap (27) and each through a conduit connection (annular groove 31 and outflow conduit 18) and filler pipe (21'), expansion tank (28) and re-fill conduit (20).

2. A cooling circuit according to Claim 1, characterised in that the second conduit connection is formed at the same time as the outflow conduit (18) for the coolant to be drained through the over-pressure valve (17).

3. A cooling circuit according to Claim 1, characterised in that

— the second conduit connection (outflow conduit 18) is formed at the same time as air vent conduit,

— which is connected in parallel with the over-pressure valve (17) through a constriction (26)

with an air vent position (filler pipe 21') and through the first conduit connection (re-fill conduit 20) with the return region (radiator return tank (11), return (12) and suction side (16) of the coolant pump (3)).

4. A cooling circuit according to Claim 3, characterised in that the constriction (26) opens into a filler pipe (21') which is connected to the suction side (16) of the coolant pump (3).

5. A cooling circuit according to Claim 4, characterised in that the filler pipe (21') is a component of an air vent vessel and/or of a volume compensation vessel (28) with air expansion space (29).

6. A cooling circuit according to Claim 4 or 5, characterised in that the filler pipe (21') and the filler cap (27) accommodate an air vent valve and/or a level regulating float switch (21'') in addition to the over-pressure valve (17), the under-pressure valve (21) and the constriction (26).

7. A cooling circuit according to any one of Claims 1 to 6, characterised in that

— a further over-pressure valve (24) is connected to the suction side (16) of the coolant pump (3),

— the over-pressure opening value of which valve lies above the boiling pressure of the coolant at maximum permissible coolant temperature by at least approximately that pressure difference (about 0.2 to 0.6 bars) which is present on the suction side (16) of the coolant pump (3) between its minimum and maximum deliveries at minimum and maximum rotation rates respectively of the engine (1).

8. A cooling circuit according to Claim 7, characterised in that

— the over-pressure valve (17) and the further over-pressure valve (24) are arranged coaxially oppositely to one another,

— in that the opening cross-sections of the two valves (17 and 24) are dimensioned in inverse size ratio to their over-pressure opening values and

— in that the two valve (17 and 24) can be held closed in opposite directions by one single valve spring (24').

9. A cooling circuit according to any one of Claims 1 and 3 to 7, characterised in that the over-pressure valve (24) comprises a servo-motor (piston or diaphragm 32) which is charged by the over-pressure in the feed region (cooling jacket 2, feed 5 and radiator feed tank 7) through the control conduit (outflow conduit 18).

10. A cooling circuit according to Claim 9, characterised in that one single over-pressure valve (24) actuated by the coolant pressure in the return region (radiator return tank 11, return 12 and suction side 16 of the coolant pump 3) is actuated both by the coolant pressure in the feed region (cooling jacket 2, feed 5 and radiator feed tank 7) through the control conduit (outflow conduit 18) and the servo-motor (piston 32 or diaphragm) and also directly by the coolant pressure in the return region (radiator return tank 11, return 12 and suction side 16 of the coolant pump 3).

11. A cooling circuit according to Claim 10, characterised in that the servo-motor (piston 32 or diaphragm) and over-pressure valve (24) are optionally adapted to one another in their pressure-charged areas and/or their closure spring forces in such a way that either equal or different over-pressure opening values of the feed region and of the return region effect the opening of the over-pressure valve (24).

12. A cooling circuit according to Claim 10 or 11, characterised in that

— the diaphragm (32) or the piston of the servo-motor limits a control chamber (17'),

— in that the control conduit (outflow conduit 18) opens into the control chamber (17') and

— in that the servo-motor (diaphragm 32 or piston) actuates the over-pressure valve (24) through a push rod (32'),

— which valve (24) closes a further control chamber (27') and is arranged coaxially with the push rod (32') and with the diaphragm (32) or the piston of the servo-motor,

— while the further control chamber (27') is connected with the interior of the filler pipe (21') and the coolant pressure in the return region (radiator return tank 11, return 12 and suction side 16 of the coolant pump 3) acts directly upon the over-pressure valve (24).

13. A cooling circuit according to one of Claims 10 to 12, characterised in that

— the control conduit (outflow conduit 18) opens into the filler cap (27) through a radial annular groove (38) thereof and

— in that the filler pipe (21') comprises a hose connector (34 and 35) each for the control conduit (outflow conduit 18) and for an overflow conduit (20'),

— which open into a part (36) of the cylindrical filler pipe inner wall (37) in the region of the annular groove (38) of the filler cap (27) and into the cylindrical inner wall (37) of a cavity (39) lying outside the valves (24 and 21) of the filler pipe (21') and the filler cap (27) respectively.

14. A cooling circuit according to Claim 13, characterised in that the control circuit (outflow conduit 18) terminates within the filler cap (27) in a constricted bore (26') lying parallel to the servo-motor and opening tangentially into a cylindrical air separation chamber (41) open to the air chamber (29).

15. A cooling circuit according to Claim 13 or 14, characterised in that the filler pipe (21') is a component of an expansion tank (28) having an air space (29) as a thermal expansion and pressure compensation chamber.

16. A cooling circuit according to any one of Claims 1 to 15, characterised in that the over-pressure valve (17 or 24) actuated by the coolant pressure in the feed region (cooling jacket 2, feed 5 and radiator feed tank 7) has an over-pressure opening value which lies above the boiling pressure of the coolant at maximum permissible coolant temperature on the suction side (16) of the coolant pump (3) by at least approximately that pressure difference which occurs between

the suction side (16) of the coolant pump (3) and the connection point of the over-pressure valve (17 or 24) when substantially the maximum delivery of the coolant pump (3) is given with the cooler valve (13) of the thermostat (9) fully opened.

17. A cooling circuit according to Claim 16, characterised in that the over-pressure valve (17 or 24) has an over-pressure opening value of 1.5 to 2.2 bars with a maximum permissible coolant temperature on the suction side (16) of the coolant pump (3) of 90 to 120 °C and with a pressure difference between the suction side (16) of the coolant pump (3) and the connection point of the over-pressure valve (17 or 24) of 0.5 to 1.2 bars.

Revendications

1. Circuit de refroidissement pour moteurs à combustion interne avec une pompe de fluide de refroidissement (3) disposée sur l'arrivée à la chemise de refroidissement (2) du moteur (1), cette pompe assurant dans la chemise de refroidissement (2), dans un radiateur (6), dans un thermostat (9), et dans leurs canalisations de liaison, entrée (5), retour (12) et dérivation (8), une circulation de fluide de refroidissement avec des chutes de pression, tandis qu'il est prévu dans un couvercle (27) de tubulures de remplissage, une soupape de surpression (17) et une soupape de dépression (21) s'ouvrant vers l'atmosphère, circuit de refroidissement caractérisé en ce que la soupape de surpression (17) et la soupape de dépression (21) sont commandées séparément, dans les chambres de commande respectives (17' ou bien 27') dans le couvercle (27) de la tubulure de remplissage, et par l'intermédiaire de canalisations de liaison respectives (gorges annulaires 31 et canalisation d'écoulement 18 ou bien tubulure de remplissage 21', récipient de compensation 28 et canalisation d'aspiration secondaire 20), d'une part, par la pression maximale du fluide de refroidissement dans la zone d'entrée (chemise de refroidissement 2, entrée 5 et caisse à eau d'entrée 7 du radiateur), et d'autre part, par la pression minimale du fluide de refroidissement dans la zone de retour (caisse à eau de retour 11 du radiateur, retour 12 et côté aspiration 16 de la pompe de fluide de refroidissement 3).

2. Circuit de refroidissement selon la revendication 1, caractérisé en ce que la seconde liaison par canalisations constitue également la canalisation d'évacuation (18) pour le fluide de refroidissement s'écoulant par la soupape de surpression (17).

3. Circuit de refroidissement selon la revendication 1, caractérisé en ce que

la seconde liaison par canalisations (canalisation d'évacuation 18) constitue en même temps une canalisation de désaération

qui est reliée à la zone de retour (caisse à eau de retour 11 du radiateur, retour 12 et côté aspiration 16 de la pompe de fluide de refroidissement 3) parallèlement à la soupape de surpression (17) par l'intermédiaire d'un étranglement

(26) avec un emplacement de désaération (tubulure de remplissage 21') et par l'intermédiaire de la première liaison par canalisations (canalisation d'aspiration secondaire 20).

4. Circuit de refroidissement selon la revendication 3, caractérisé en ce que l'étranglement (26) débouche dans une tubulure de remplissage (21') qui est reliée au côté aspiration (16) de la pompe de fluide de refroidissement (3).

5. Circuit de refroidissement selon la revendication 4, caractérisé en ce que la tubulure de remplissage (21') fait partie d'un récipient de désaération et/ou d'un récipient de compensation de volume (28) avec une chambre pneumatique d'expansion (29).

6. Circuit de refroidissement selon la revendication 4 ou 5, caractérisé en ce que la tubulure de remplissage (21') et le couvercle (27) de la tubulure de remplissage, reçoivent à côté de la soupape de surpression (17), de la soupape de dépression (21), et de l'étranglement (26), également une soupape de désaération et/ou un commutateur à flotteur (21'').

7. Circuit de refroidissement selon une des revendications 1 à 6, caractérisé en ce

qu'une autre soupape de surpression (24) est raccordée au côté aspiration (16) de la pompe de fluide de refroidissement (3),

la valeur d'ouverture en surpression de cette soupape dépassant la pression d'ébullition du fluide de refroidissement à la température la plus élevée admissible pour ce fluide de la différence de pression (environ de 0,2 à 0,6 bar) qui existe sur le côté aspiration (16) de la pompe de fluide de refroidissement (3) entre la puissance de refoulement minimale et maximale de cette pompe pour une vitesse minimale ou maximale du moteur (1).

8. Circuit de refroidissement selon la revendication 7, caractérisé en ce que

la soupape de surpression (17) et l'autre soupape de surpression (24) sont disposées co-axialement l'une par rapport à l'autre,

les sections transversales d'ouverture des deux soupapes (17 et 24) étant dimensionnées de façon inversement proportionnelle à leur valeur d'ouverture en surpression,

et les deux soupapes (17 et 24) étant maintenues fermées devant les sens inverses par un unique ressort de soupape (24').

9. Circuit de refroidissement selon une des revendications 1 et 3 à 7, caractérisé en ce que la soupape de surpression (24) comporte un moteur de réglage (piston ou membrane 32) qui est sollicité par la surpression dans la zone d'entrée (chemise de refroidissement 2, entrée 5, et caisse à eau d'entrée 7 du radiateur) par l'intermédiaire de la canalisation de commande (canalisation d'écoulement 18).

10. Circuit de refroidissement selon la revendication 9, caractérisé en ce qu'une soupape de surpression unique (24), commandée par la pression de fluide de refroidissement dans la zone de retour (caisse à eau de retour 11 du radiateur, retour 12 et côté aspiration 16 de la pompe de

fluide de refroidissement 3), est actionnée aussi bien par la pression du fluide de refroidissement dans la zone d'entrée (chemise de refroidissement 2, entrée 5, et caisse à eau d'entrée 7 du radiateur), par l'intermédiaire de la canalisation de commande (canalisation d'écoulement 18) du moteur de réglage (piston 22 ou bien membrane), qu'également aussi directement par la pression du fluide de refroidissement dans la zone de retour (caisse à eau de retour 11 du radiateur, retour 12 et côté aspiration 16 de la pompe de fluide de refroidissement 3).

11. Circuit de refroidissement selon la revendication 10, caractérisé en ce que le moteur de réglage (piston 32 ou bien membrane) et la soupape de surpression (24) sont sélectivement raccordés l'un à l'autre en ce qui concerne leurs surfaces sollicitées par la pression et/ou les forces de leurs ressorts de fermeture, de façon que des valeurs d'ouverture par surpression identiques ou différentes de la zone d'entrée et de la zone de retour, provoquent l'ouverture de la soupape de surpression (24).

12. Circuit de refroidissement selon la revendication 10 ou 11 caractérisé en ce que :

— la membrane (32) ou le piston du moteur de réglage délimite une chambre de commande (17'),

— la canalisation de commande (canalisation d'écoulement 18) débouche dans la chambre de commande (17')

— le moteur de réglage (membrane 32 ou piston) actionne par l'intermédiaire d'une tige de poussée (32') la soupape de surpression (24),

— cette soupape ferme une autre chambre de commande (27') et est disposée coaxialement par rapport à la tige de poussée (32') et à la membrane (32) ou bien au piston du moteur de réglage,

— cette autre chambre de commande (27') est reliée à l'espace interne de la tubulure de remplissage (21'), et la pression du fluide de refroidissement dans la zone de retour (caisse à eau de retour 11 du radiateur, retour 12, et côté aspiration 16 de la pompe de fluide de refroidissement 3) sollicitent directement la soupape de surpression (24).

13. Circuit de refroidissement selon une des revendications 10 à 12, caractérisé en ce que :

— la canalisation de commande (canalisation d'écoulement 18) débouche dans le couvercle (27) de la tubulure de remplissage par l'intermédiaire d'une gorge radiale (38) de ce couvercle,

— la tubulure de remplissage (21') comporte respectivement une tubulure de raccordement de tubes souples (34 et 35) pour la canalisation de commande (canalisation d'écoulement 18) et

pour une canalisation de trop-plein (20')

— ces tubulures de raccordement débouchant dans une partie (36) de la paroi cylindrique interne (37) de la tubulure de remplissage au voisinage de la gorge annulaire (38) du couvercle (27) de la tubulure de remplissage ou bien dans la paroi cylindrique interne (37) d'un espace creux (39) se situant en dehors des soupapes (24 et 21) de la tubulure de remplissage (21') et du couvercle (27) de la tubulure de remplissage.

14. Circuit de refroidissement selon la revendication 13, caractérisé en ce que la canalisation de commande (canalisation d'écoulement 18) se termine à l'intérieur du couvercle (27) de la tubulure de remplissage selon un perçage d'étranglement (26') placé parallèlement au moteur de réglage et qui débouche tangentiellement dans une chambre cylindrique de séparation d'air (41) ouverte vers la chambre d'air (29).

15. Circuit de refroidissement selon la revendication 13 ou 14, caractérisé en ce que la tubulure de remplissage (21') fait partie d'un réservoir de compensation (28) comportant une chambre d'air (29) jouant le rôle de chambre d'expansion thermique et de compensation de pression.

16. Circuit de refroidissement selon une des revendications 1 à 15, caractérisé en ce que la soupape de surpression (17 ou bien 24), commandée par la pression du fluide de refroidissement dans la zone d'entrée (chemise de refroidissement 2, entrée 5, et caisse d'eau d'entrée 7 du radiateur), comporte une valeur d'ouverture à la surpression qui dépasse la pression d'ébullition de fluide de refroidissement pour une température maximale admissible de ce fluide sur le côté aspiration (16) de la pompe de fluide de refroidissement (3), d'au moins approximativement la même différence de pression qui intervient entre le côté aspiration (16) de la pompe de fluide de refroidissement (3) et le point de raccordement de la soupape de surpression (17 ou bien 24) lorsqu'on a, en pratique, la puissance maximale de refoulement de la pompe de fluide de refroidissement (3) alors que la soupape de radiateur (13) du thermostat (9) est complètement ouverte.

17. Circuit de refroidissement selon la revendication 16, caractérisé en ce que la soupape de surpression (17 ou bien 24) comporte une valeur d'ouverture à la surpression de 1,5 à 2,2 bars pour une température maximale admissible du fluide de refroidissement sur le côté aspiration (16) de la pompe de fluide de refroidissement (3) de 90 à 120 °C, pour une différence de pression entre le côté aspiration (16) de la pompe de fluide de refroidissement (3) et le point de raccordement de la soupape de surpression (17 ou bien 24) de 0,5 à 1,2 bar.

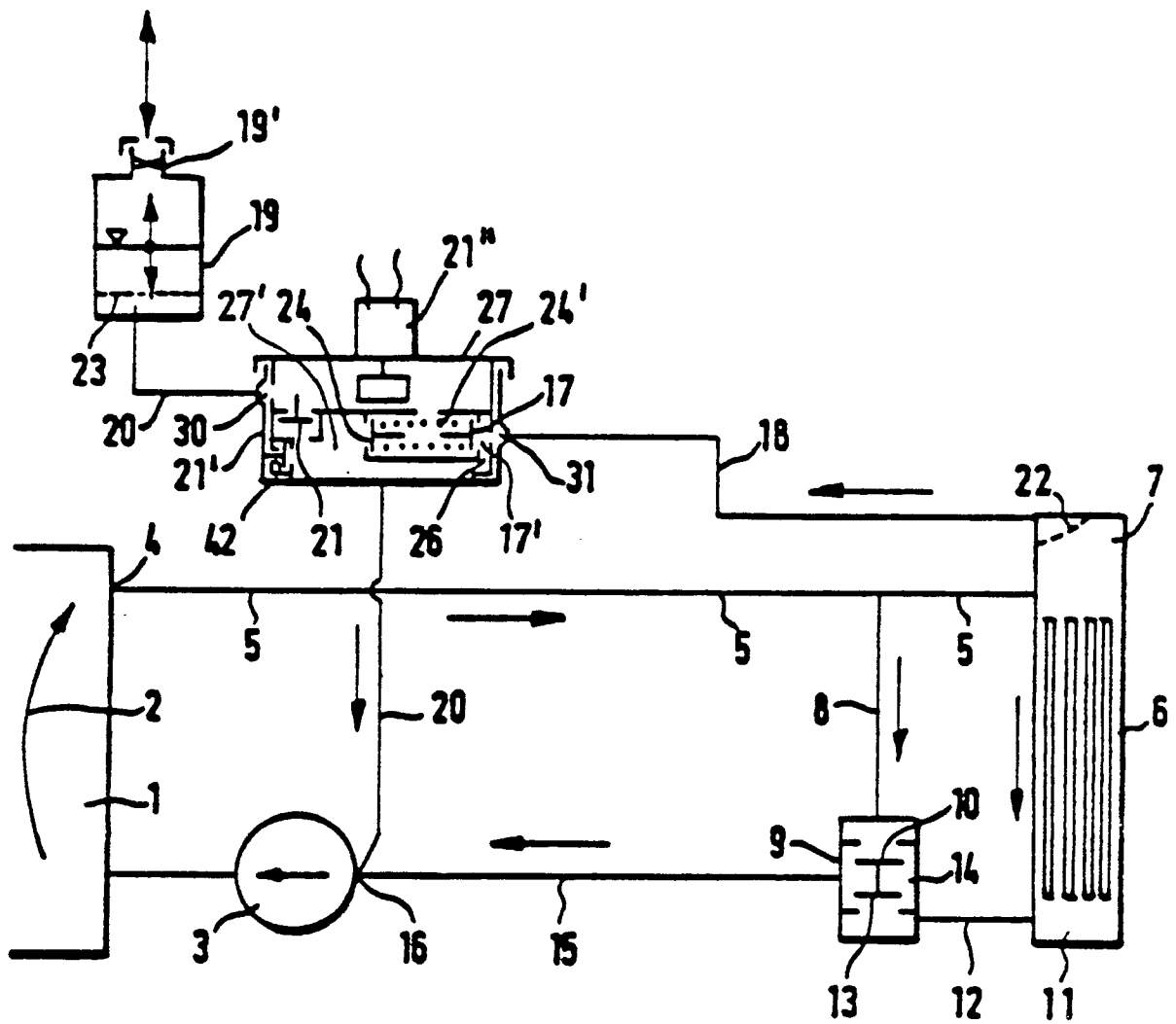


FIG. 1

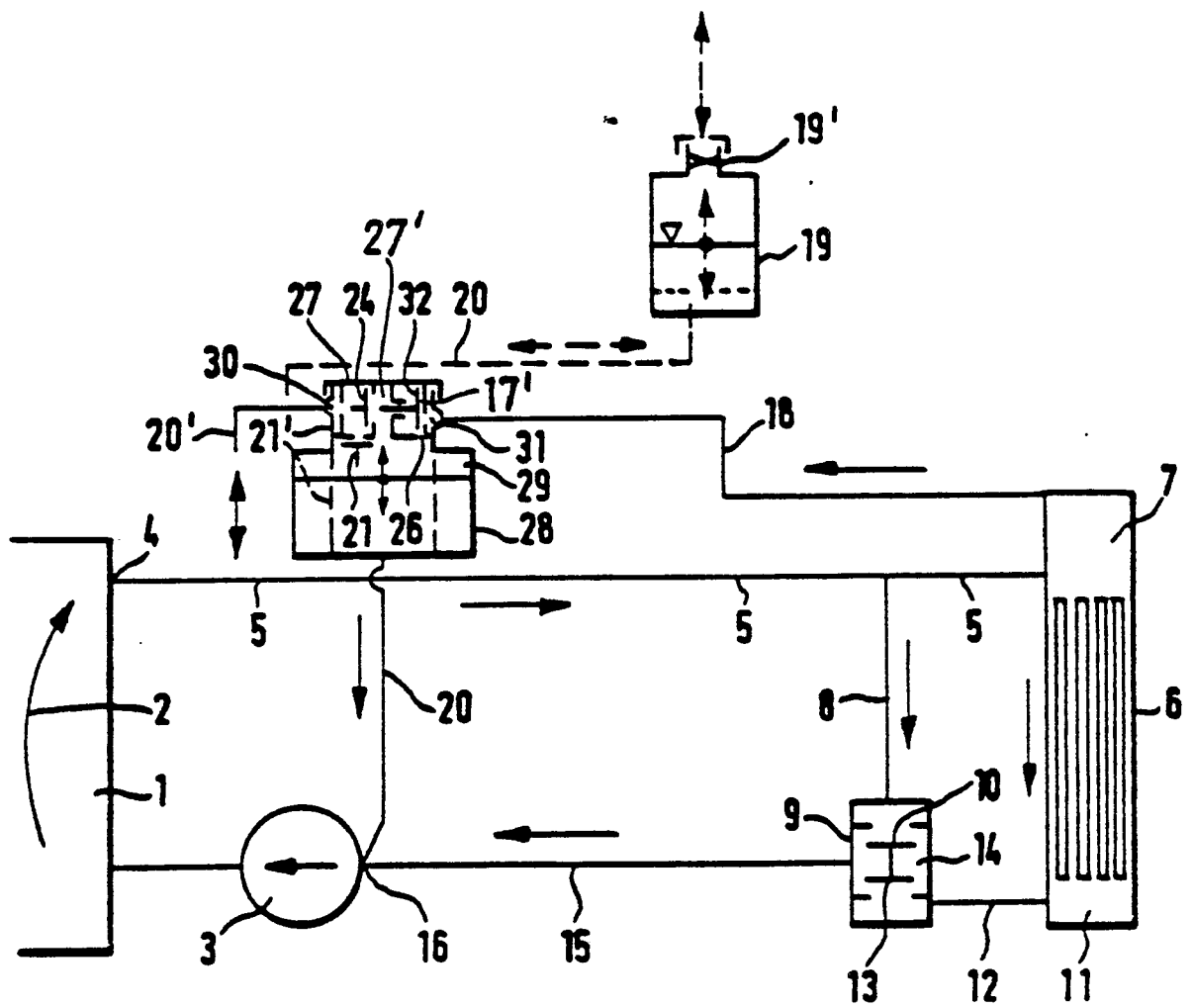


FIG. 2

Fig. 3

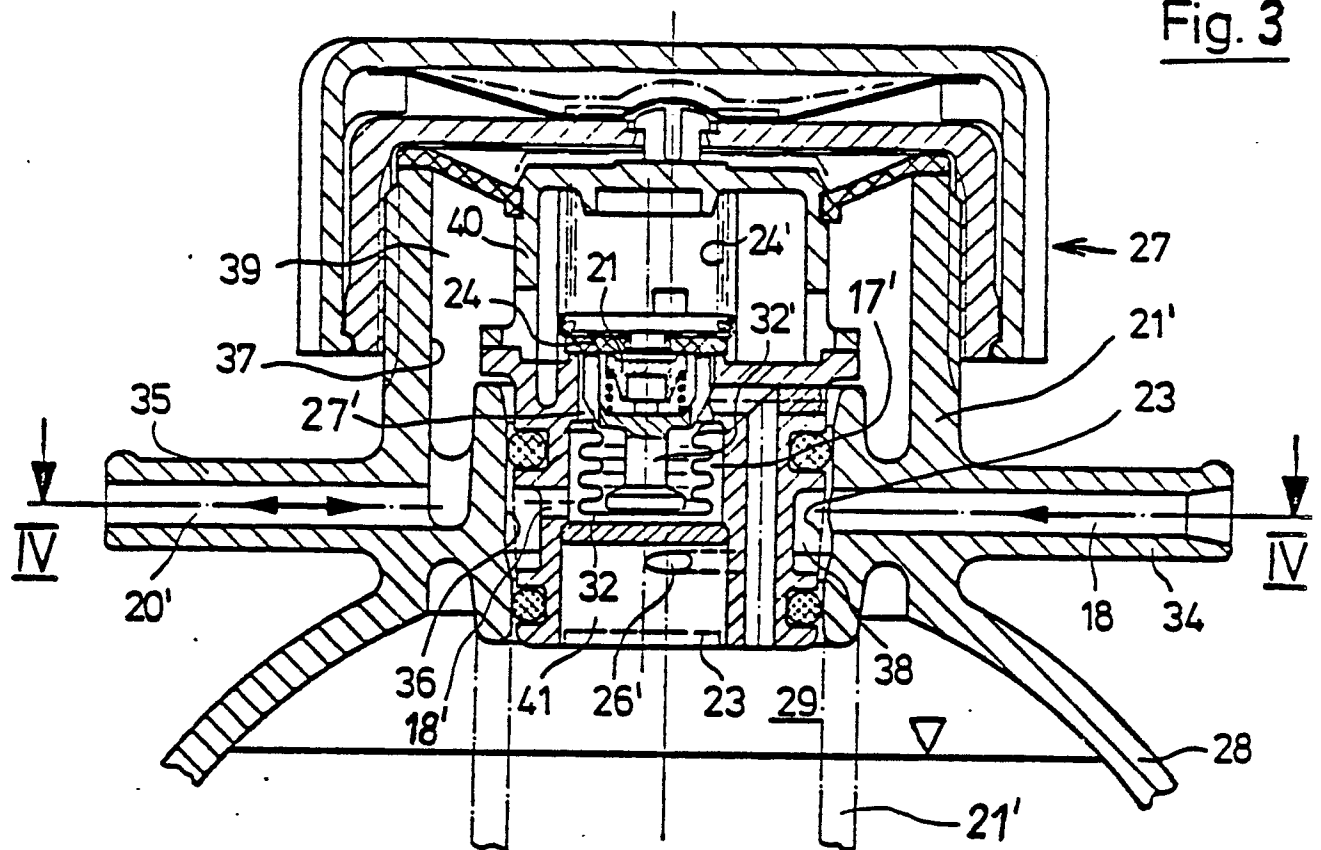


Fig. 4

