



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets

(11)

Veröffentlichungsnummer :

**0 157 167
B1**

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag der Patentschrift :
21.10.87

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

(21) Anmeldenummer : 85102118.8

(22) Anmeldetag : 15.07.83

(60) Veröffentlichungsnummer der früheren Anmeldung
nach Art. 76 EPÜ : 0100917

(54) **Kühlkreis für Brennkraftmaschinen.**

(30) Priorität : 15.07.82 DE 3226508

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung :
09.10.85 Patentblatt 85/41

(45) Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenter-
teilung : 21.10.87 Patentblatt 87/43

(84) Benannte Vertragsstaaten :
DE FR GB IT SE

(56) Entgegenhaltungen :
GB-A- 1 154 642
US-A- 1 311 809
US-A- 3 132 634
TECHNISCHE RUNDschau, Nr. 6, 29 Oktober 1971,
Seiten 9-11, Bern, CH; H. LEBIG: "Flüssigkeitsge-
kühlte Brennkraftmaschinen"

(73) Patentinhaber : BAYERISCHE MOTOREN WERKE
Aktiengesellschaft
Postfach 40 02 40 Petuelring 130 - AJ-36
D-8000 München 40 (DE)

(72) Erfinder : Schweiger, Erwin, Dipl.-Ing. (FH)
Marienburgerstrasse 12
D-8060 Dachau (DE)
Erfinder : Temmesfeld, Axel, Dipl.-Ing. (FH)
Am Hellholz 40
D-8201 Bad Feilnbach (DE)
Erfinder : Starmühler, Erwin
Schmutzerstrasse 1
D-8000 München 70 (DE)

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

EP 0 157 167 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 üblich im Füllverschlußdeckel ein Überdruckventil und ein Unterdruckventil anzuordnen. Zur Nutzung einer Arbeitstemperatur des aus Wasser, Gefrierschutz und Korrosionsschutz zusammengesetzten Kühlmittels, die über der Siedetemperatur bei Atmosphäre liegt, werden Überdruckventile mit einem Öffnungswert von ca. 0,8 bis 1,5 bar Überdruck verwendet. Die Füllverschlußdeckel und die Überdruckventile sind entweder im Vorlauf oder im Rücklauf des Kühlkreises angeordnet, beispielsweise kurz nach dem Austritt aus dem Kühlmantel der Maschine und nach dem dort angeordneten Kühlerventil eines Thermostats, in der Vorlaufleitung selbst, im Vorlauf- oder Rücklaufwasserkasten von Vertikal- oder Querstrom-Kühlern oder auch in einem die Wärmedehnung des Kühlmittels mit einem Luftpolster aufnehmenden bzw. zur Luftsammlung und -Ausscheidung dienenden Ausgleichsbehälter mit einer Nebenstrom- und Befüllverbindungsleitung zur Saugseite der Kühlmittelpumpe.

Bei der in der Praxis derzeit üblichen Anordnung eines ca 1-bar-Überdruckventiles im Vorlaufbereich des Kühlkreises ergibt sich beim Betrieb der Maschine mit höchster Förderleistung der Kühlmittelpumpe und damit höchster Druckdifferenz zwischen der Saugseite der Kühlmittelpumpe und der Anschlußstelle des Überdruckventiles regelmäßig ein Absinken des Kühlmitteldruckes an der Saugseite der Kühlmittelpumpe auf den Siededruck des Kühlmittels, wenn als höchste zulässige Kühlmitteltemperatur die Siedetemperatur zu 1-bar vorgesehen wird. Aus physikalischen Gesetzmäßigkeiten ist ein weitergehender Druckabfall nicht möglich, weil zumindest der Anteil an Wasser im Kühlmittel bei Absinken auf den Siededruck zu einem solchen Teil in Dampf übergeht, der dazu ausreicht, um einen Gleichgewichtszustand zwischen flüssigen und dampfförmigen Teilen bei Siededruck einzustellen. Die dabei von der Kühlmittelpumpe angesaugten Dampfblasen kondensieren zwar aufgrund des Druckanstieges in der Pumpe wiederum, jedoch wird die Förderleistung der Kühlmittelpumpe um das angesaugte Volumen des entstandenen Dampfes verringert und in der Pumpe selbst tritt durch das schlagartige Zusammenfallen der Dampfblasen Kavitation mit seinen bekannten Auswirkungen auf die Pumpenlebensdauer ein.

Bei der ebenfalls in der Praxis üblichen Anordnung des Füllverschlußdeckels mit einem ca 1-bar-Überdruckventil im Druckbereich der Saugseite der Kühlmittelpumpe ergibt sich zwar im Kühlkreis ein um die Druckdifferenz zwischen den verschiedenen Anordnungen höher liegender Druck auch an der Saugseite der Kühlmittelpumpe. Dieser Druck stimmt dabei äußerstens mit dem Öffnungswert des Überdruckventiles unmit-

telbar überein. Bei stetiger Erwärmung des Kühlmittels und stetigem Ansteigen der Förderleistung der Kühlmittelpumpe durch stetiges Ansteigen der Motordrehzahl liegt dabei bis zur entsprechenden höchstzulässigen Kühlmitteltemperatur der Überdruck an der Saugseite der Kühlmittelpumpe auch stets mit ausreichender Sicherheit über dem Siededruck des Kühlmittels, so daß Dampfblasenbildung an der Saugseite und weitestgehend auch Kavitation innerhalb der Kühlmittelpumpe ausgeschlossen sind. Sobald jedoch nach dem wenigstens annähernden Erreichen des Öffnungswertes des Überdruckventiles ein Abfallen der Motordrehzahl, insbesondere bis zum Leerlauf, auftritt, ergibt sich sowohl ein Abfall des Vorlaufdruckes als auch ein Anstieg des Überdruckes an der Pumpensaugseite. Da an letzterer der Öffnungswert des Überdruckventiles jedoch bereits wenigstens annähernd erreicht war, wird dort ein solcher Volumenanteil des Kühlmittels oder des im Ausgleichsbehälter befindlichen Luftpolsters durch das Überdruckventil ausgeworfen, daß sich im gesamten Kühlkreis nach dem Gesetz der kommunizierenden Gefäße der Überdruck gemäß dem Öffnungswert des Überdruckventiles einstellt. Zwischen der Saugseite der Kühlmittelpumpe und ihrer Druckseite besteht nämlich bei Leerlaufdrehzahl regelmäßig nur eine geringe Druckdifferenz, die bei dieser Betrachtung vernachlässigt werden kann. Wird nun anschließend die Motordrehzahl wiederum auf den vorhergehenden Höchstwert gebracht, so steigt der Druck im Vorlaufbereich um denjenigen verringerten Anteil, der dem am Überdruckventil ausgetretenen Volumenanteil entspricht. Der Druck an der Saugseite der Kühlmittelpumpe fällt dabei zugleich um einen dementsprechenden Wert bis zum Siededruck des Kühlmittels bei der gegebenen Kühlmitteltemperatur ab.

Durch diesen Funktionsablauf ist nach einem einmaligen Abfallen der Motordrehzahl auch bei dieser Anordnung und Bemessung des Überdruckventiles keine Sicherheit gegen Sieden an der Saugseite der Kühlmittelpumpe und Kavitation in der Kühlmittelpumpe gegeben. Darüber hinaus tritt durch den geringen Druck und die dadurch verringerte Förderleistung der Kühlmittelpumpe auch eine verstärkte Dampfblasenbildung an den heißesten Stellen des Kühlmantels der Maschine auf, vor allem im Zylinderkopf. Dadurch wird der Wärmeübergang auf das Kühlmittel durch eine isolierende Dampfgrenzschicht beeinträchtigt und der Wirkungsgrad der Kühlung als ganzes verringert. Hierzu trägt schließlich auch noch der durch die geringere Strömungsgeschwindigkeit im Kühler auftretende verringerte Wärmeübergang an die Umgebung bei.

Bei Kühlkreisen, bei denen ein Überdruckventil mit einem Öffnungswert von bis etwa 1,5 bar Überdruck an der Saugseite der Kühlmittelpumpe zur Wirkung kommt, wie dies insbesondere an Hochleistungs-, Sport- und Rennmotoren zur An-

wendung kommt, treten zwar auch bei dem vorbeschriebenen Funktionsablauf bis zu einer üblichen höchstzulässigen Kühlmitteltemperatur von etwa 120 °C keine Einbußen am Wirkungsgrad der Kühlung ein. Bei diesem Öffnungsdruckwert des Überdruckventiles baut sich jedoch beim ebenfalls vorbeschriebenen ersten Erwärmen des Kühlmittels und Ansteigen der Motordrehzahl im Vorlaufbereich des Kühlkreises ein weit über die Dauerhaltbarkeitsgrenze üblicher Kühler liegender Überdruck auf. Aus einem Überdruck von etwa 1,5 bar an der Pumpensaugseite ergibt sich nämlich bei einer Druckdifferenz zum Vorlaufbereich von etwa 1 bis 1,5 bar ein Überdruck im Vorlaufbereich von etwa 2,5 bis 3 bar.

Die DE-Z-Technische Rundschau Nr. 46, 29.10.1971, enthält zwar Hinweise, daß die Förderhöhe von Kühlmittelpumpen beträchtliche Werte annehmen kann, daß zum Vermeiden von Kavitation am Pumpeneintritt je nach Kühlmitteltemperatur ein entsprechender Vordruck herrschen sollte und daß bei Anordnung eines Ausgleichsbehälters und damit des Überdruckventiles im Vorlauf am Pumpeneintritt der niedrigste Druck herrscht. Für letztere Anordnung des Überdruckventiles ist jedoch keine Bemessungsangabe für dessen Überdruck-Öffnungswert enthalten, um die gestellten Anforderungen zu erfüllen.

Im Gegenteil, es werden Druckverläufe bis zu Überdruck-Öffnungswerten von 0,5- und 1,2-bar dargestellt, die diesen Anforderungen nicht gerecht werden können, zumal sich diese ausschließlich auf die temperaturbedingten Änderungen des statischen Kühlmitteldruckes ohne Berücksichtigung der überlagerten dynamischen Druckeinflüsse der wechselnden Kühlmittelpumpen-Förderleistung beziehen. Auch das in dieser Druckschrift vorgeschlagene zusätzliche Puffer-volumen zur Druckspeicherung von Luft an einem am Rücklaufbereich angeschlossenen Ausgleichsbehälters mittels eines in einem Zylinder gleitenden federbelasteten Kolbens berücksichtigt weder die dynamischen Einflüsse auf den Kühlmittel-druckverlauf im Kühlkreis noch ist darin eine Anregung zur Weiterbildung eines Kühlkreises mit einem vom Kühlmitteldruck im Vorlaufbereich angesteuerten Überdruckventil enthalten.

Aufgabe der Erfindung ist es, einen Kühlkreis der im Patentanspruch 1 beschriebenen Bauart so weiterzubilden, daß sowohl ein Abfallen des Druckes an der Saugseite der Kühlmittelpumpe auf den Siededruck vermieden wird als auch ein übermäßig hoher Druckaufbau im Vorlaufbereich, insbesondere im Vorlauf-Wasserkasten des Kühlers, ausgeschlossen wird. Neben einer eindeutigen Begrenzung des Höchstdruckes soll ein Kühlkreis geschaffen werden, der über den gesamten Arbeitsbereich einer Brennkraftmaschine einen hohen Wirkungsgrad aufweist.

Die Erfindung löst diese Aufgabe durch die Bemessung des Überdruckventiles gemäß dem Kennzeichen des Patentanspruches 1. Auf diese Weise wird gewährleistet, daß der Druck an der Saugseite der Kühlmittelpumpe auch bei wechselnder Pumpenförderleistung nicht auf den Sie-

dedruck des Kühlmittels abfällt, wenn wenigstens annähernd die höchstzulässige Kühlmitteltemperatur an dieser Stelle erreicht ist, und daß zugleich der Druck im Vorlaufbereich des Kühlkreises keine höheren Werte erreicht als dies bisher schon üblicherweise bei bekannten Kühlkreisen mit einem vom Rücklaufbereich angesteuerten Überdruckventil der Fall ist. Bei bevorzugt verwendeten üblichen Wasser-Gemischen als Kühlmittel ergeben sich die beispielsweise angegebenen Werte des Überdruckventiles, die den bisher üblichen Bemessungen von Kühlkreisen angepaßt sind. Die Anordnung des Überdruckventiles nach Anspruch 2 ergibt im Zusammenhang mit dem Druckabfall am Austritt des Kühlmantels der Maschine den Vorteil, daß während des Betriebes der Maschine der Druckverlauf des Kühlmittels in üblichen Grenzen liegt, daß jedoch nach dem Abstellen der Maschine für den Nachheizvorgang durch den Temperatenausgleich zwischen den Bauteilen und dem Kühlmittel ein um den genannten Druckabfall höher liegender Überdruck zum Vermeiden eines Nachkochens zur Verfügung steht. Da dabei lediglich eine statische Druckbelastung des Kühlkreises auftritt, hält sich diese in den üblichen Grenzen, zumal nach dem Abstellen das im Kühler befindliche Kühlmittel sehr rasch abkühlt und durch dessen negative Wärmedehnung der Druck im gesamten Kühlkreis entsprechend rasch auf geringere Werte abfällt.

Die Merkmale des Anspruches 3 geben eine Lehre zur Abstimmung der Gesamtelastizität des Kühlkreises und der Druckänderungen des Kühlmittels über dessen Temperaturänderungen mittels elastischer Schlauchleitungen, wodurch beim Absinken der Kühlmitteltemperatur ein Überschreiten des Siededruckes vor allem an der Saugseite der Kühlmittelpumpe ohne zusätzlichen Bauaufwand ausgeschlossen wird.

Eine Abstimmung der Elastizität des Kühlkreises mittels eines bauaufwendigen zusätzlichen Puffergefäßes enthält zwar die DE-Z-Technische Rundschau Nr. 46, 29.10.1971; dabei ist jedoch ausschließlich die Druckänderung des Kühlmittels aufgrund dessen Temperaturänderung berücksichtigt. Die Druckverlaufsänderung durch den Wechsel der Pumpenförderleistung ist dagegen nicht in die Abstimmung einbezogen.

Dieses Patent basiert auf einer Teilanmeldung zu EP-B1-0 100 917. Eine weitere Teilanmeldung zu EP-B1-0 100 917 ist EP-A-0 163 006.

In der Zeichnung ist die Erfindung beispielsweise dargestellt. Sie zeigt einen Kühlkreis für Brennkraftmaschinen in schematischer Darstellung mit einem erfindungsgemäßen Überdruckventil im Vorlaufwasserkasten eines Kühlers.

Eine Brennkraftmaschine 1 enthält einen durch einen Pfeil 2 angedeuteten Kühlmantel, 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 Kühlerventil 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 angeordnet, das mittels einer Abströmleitung 18 mit einem zur Atmosphäre offenen Ausgleichsbehälter 19 verbunden ist, der gegen Verdunsten des Kühlmittels in seiner Befüll-Öffnung mit einer geschlitzten Dichtscheibe 19' ausgestattet ist. Das Überdruckventil 17 kann alternativ (17' bzw. 17'') am Vorlauf 5 oder am Kühlmantel 2 der Maschine 1 angeschlossen sein. Über eine Nachsaugleitung 20 und ein bevorzugt als Rückschlagventil drucklos angesprochenes Unterdruckventil 21 ist der Ausgleichsbehälter 19 mit der Saugseite 16 der Kühlmittelpumpe 3 verbunden. Während die Abströmleitung 18 alternativ (18') auch mit dem oberen Bereich des Innenraumes des Ausgleichsbehälters 19 verbunden sein kann, mündet die Nachsaugleitung 20 in Bodennähe aus dem Innenraum des Ausgleichsbehälters 19 aus. Die Abströmleitung 18 kann schließlich auch gesondert (18'') in Bodennähe des Ausgleichsbehälters 19 in diesen einmünden. Das Unterdruckventil 21 ist mit einem Füllstutzen 21' zu einer Baueinheit vereinigt.

Parallel zum Überdruckventil 17 ist der Abströmleitung 18 ein Entlüftungsventil 22 zugeschaltet, das durch seine Ausbildung als Schnüffel-, Rückschlag- oder Schwimmer-Ventil oder dgl. bei Anlage von Luft und drucklosem Kühlkreis durch Schwerkrafteinwirkung geöffnet ist. Ein oder mehrere relativ großflächige Feinsiebe 23 im Kühler 6 bzw. im Ausgleichsbehälter 19 vermeiden ein durch vom Kühlmittel mitgerissene Schmutzteilen verursachtes Undichtwerden der Ventile.

Im Füllstutzen 21' ist neben dem Unterdruckventil 21 ein weiteres Überdruckventil 24 angeordnet. Dieses weitere Überdruckventil 24 ist über die Nachsaugleitung 20 unmittelbar an der Saugseite 16 der Kühlmittelpumpe 3 und damit an deren Saugdruck wirksam. In den Innenraum des Füllstutzens 21' mündet eine Entlüftungsleitung 25, die mit 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 liegt. In den Füllstutzen 21' bzw. in den Füllstutzen-Deckel 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.

Das Befüllen des Kühlkreises mit Kühlmittel erfolgt in den Füllstutzen 21'. Durch die Nachsaug-

leitung 20 und die Kühlmittelpumpe 3 füllt sich die Maschine 1, während gleichzeitig die darin enthaltene Luft durch den Vorlauf 5, den Kühler-Vorlauf-Wasserkasten 7 und die Entlüftungsleitung 25 in den Füllstutzen 21' sowie durch das offene Entlüftungsventil 22 und die Abströmleitung 18 in den Ausgleichsbehälter 19 zur Atmosphäre entweicht. Sobald in der Maschine 1 und gleichzeitig durch die Saugleitung 15, die Mischkammer 14 und das offene Kurzschlußventil 10 des Mischthermostats 9 im Kurzschluß 8 das Niveau des Vorlaufs 5 vom Kühlmittel erreicht ist, füllt sich auch der Kühler 6 sowie der Rücklauf 12 bis zum Kühlerventil 13, das zusätzlich mit einer üblichen Entlüftungsvorrichtung ausgerüstet sein kann. Das Entlüftungsventil 22 im Kühler 6 schließt den gefüllten Kühler-Vorlauf-Wasserkasten 7 zur Abströmleitung 18 hin ab, während sich die Entlüftungsleitung 25 und der Füllstutzen 21 vollständig füllen. Der Niveau-Schwimmerschalter 21'' steuert nach Verschließen des Füllstutzens eine elektrische Anzeige-Lampe an den Armaturen der Maschine bzw. des Fahrzeuges an. Mit einer zusätzlichen Reservemenge kann der Ausgleichsbehälter 19 teilweise befüllt werden. In diesen fließt bei Wärmedehnung durch Umgebungs- und Kühlkreis-Temperaturschwankungen sowie vor allem durch die Betriebs-Erwärmung der durch die Überdruckventile 17, 17' bzw. 17'' und 24 aus dem Kühlkreis verdrängte Teil des Kühlmittels.

Beim Betrieb der Brennkraftmaschine 1, der üblicherweise nach längerem Abkühlen mit einem Kaltstart beginnt, bei dem der ebenfalls abgekühlte Kühlmittelinhalt des gesamten Kühlkreises ein bestimmtes Minimal-Volumen aufweist, enthält der Ausgleichsbehälter 19 einen entsprechenden Minimalinhalt. Beim Starten der abgekühlten Maschine 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 Umgebungsdruck und andererseits einen Aufbau eines Überdruckes in den der Kühlmittelpumpe 3 nachgeschalteten Kühlkreisabschnitten, 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 Öffnungstemperatur-

wert des Mischthermostats 9 von etwa 80 °C erreicht wird. Daran schließt sich der Regelbereich des Mischthermostats 9 mit zunehmendem Öffnen des Kühlventiles 13 und Schließen des Kurzschlußventiles 10 sowie ebenfalls zunehmendem Durchströmen des Kühlers 6 an. Ein weiterer Temperaturanstieg bis über ca. 95 °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 Saugleitung 15, sowie ferner je nach der Ausgangstemperatur des Kühlmittels beim Startvorgang und je nach augenblicklicher Motordrehzahl wird der Öffnungsdruckwert des Überdruckventiles 17 von etwa 2 bar oder des Überdruckventiles 24 von etwa 1,5 bar mehr oder weniger frühzeitig vor oder nach dem Öffnen des Kühlventiles 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-Öffnungswert anspricht, der gerade um diejenige Druckdifferenz niedriger als der Überdruck-Öffnungswert des Überdruckventiles 17 liegt, die sich zwischen Stillstand oder Leerlaufdrehzahl und Höchstdrehzahl der Maschine an der Anschlußstelle des Überdruckventiles 17, 17' bzw. 17'' aufbaut. Bei geringen Motordrehzahlen spricht somit jeweils das Überdruckventil 24 an, das auf der Saugseite 16 der Kühlmittelpumpe 3 über die Nachsaugleitung 20 angeschlossen ist. Nur im Bereich der Höchstdrehzahl der Maschine ist der Überdruck-Öffnungswert des Überdruckventils 17, 17' bzw. 17'' maßgebend. Dabei treten jedoch andererseits aufgrund der Strömungswiderstände des Kühlkreises in Strömungsrichtung nach dem Überdruckventil 17, 17' bzw. 17'' jeweils niedrigere Drücke auf. Der Druck an der Saugseite 16 der Kühlmittelpumpe 3 liegt dabei sogar wesentlich unter dem Überdruck-Öffnungswert 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 Öffnungswert des Überdruckventiles 24 an.

Insgesamt kann somit im Kühlkreis regelmäßig ein Innendruck vom Umgebungsdruck bis zum Öffnungsdruckwert des Überdruckventils 17 sowie während des Betriebes der Maschine 1 im Bereich zwischen der Kühlmittelpumpe 3 und dem Überdruckventil 17, 17' bzw. 17'', also vor

allem im Kühlmantel 2, ein darüber hinausgehender, vom Strömungswiderstand des Kühlkreises abhängiger Überdruck auftreten. Die eindeutige Begrenzung der Höchst- und Niedrigst-Druckwerte vermeidet einerseits eine Drucküberlastung des Kühlers 6 mit entsprechender Überdimensionierung in seiner Festigkeit und andererseits einen Druckabfall mit erhöhter Kavitationsgefahr in der Kühlmittelpumpe 3. Die sichere Funktion mit hohem Wirkungsgrad des Kühlkreises bis zur Auslegungsgrenze ist somit gewährleistet.

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. Temperatenausgleich 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, 17' bzw. 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, 17' bzw. 17'' größer ist als die Differenz zwischen den Überdruck-Öffnungswerten der Überdruckventile 17, 17' und 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.

Bei einem Abkühlen der Maschine 1 und des Kühlmittels aufgrund einer Rücknahme der Motorlast fällt aufgrund der dann negativen Wärmedehnung des Kühlmittels auch der Überdruck im Kühlkreis ab. Damit dabei der Überdruck vor allem an der Saugseite der Kühlmittelpumpe 3 nicht unter den Siededruck zur jeweiligen Temperatur des Kühlmittels sinkt, ist die Gesamt-Elastizität des Kühlkreises, vor allem mittels der Elastizität der Schlauchleitungen, entsprechend abgestimmt.

Mit Beginn des Betriebes der Maschine 1 nach dem Befüllen des Kühlkreises mit Kühlmittel beginnt auch ein selbsttätiges Entlüften des Kühlkreises von Restluftanteilen, die während des Befüllens an verschiedenen Stellen zurückgeblieben 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 Kühlventil 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 abscheiden und bei größerer Ansammlung durch das dann öffnende Entlüftungsventil 22 über die Abströmleitung 18 und ggf. 18" zum Ausgleichsbehälter 19 abströmen. Ein entsprechendes Volumen an Kühlmittel kann gleichzeitig durch die Nachsaugleitung 20 und das Überdruckventil 21 in den Füllstutzen 21' gesaugt werden, was aufgrund der Auswirkung des Pumpensaugdruckes über die zur Saugseite 16 führende Nachsaugleitung 20 zustandekommt. Durch die Entlüftungsleitung 25 und die Drossel 26 fließt der Entlüftungsstrom zum Füllstutzen 21', der die verbleibenden kleineren Restluftanteile in den Füllstutzen leitet und dort dem weiteren Überdruckventil 24 vorlagert. Sobald durch das Anwärmen der Maschine 1 und des Kühlmittels sowie durch die dabei gegebene Wärmedehnung und Druckerhöhung des Kühlmittels der Überdruckwert von etwa 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-Behaltungszustand 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 Ausschleiben 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 Temperatúrausgleich 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.

Im Ausgleichsbehälter 19 scheidet sich bei

atmosphärischem Druck und Umgebungstemperatur, z. B. Motorraumtemperatur von Fahrzeugen, die im Kühlmittel als Blasen oder in Lösung enthaltene Luft in die Atmosphäre ab. Eine verschnittfrei geschlitzte Dichtscheibe 19' läßt zwar zum Volumenausgleich einen Luftaus- und -eintritt aus bzw. in den Ausgleichsbehälter 19 zu, verhindert jedoch eine ständige Luftbewegung durch Konvektionsströmung. Dadurch werden Verdunstungsverluste an Kühlmittel weitestgehend vermieden.

Patentansprüche

1. Kühlkreis für flüssigkeits-gekühlte Brennkraftmaschinen, mit einer am Zulauf zum Kühlmantel (2) der Maschine (1) angeordneten Kühlmittelpumpe (3), die in dem Kühlmantel (2), einem Kühler (6), einem Thermostat (9) und deren Verbindungsleitungen (Vorlauf 5, Rücklauf 12 und Kurzschluß 8) einen Umlauf eines flüssigen Kühlmittels, insbesondere einer Mischung aus Wasser mit Frostschutz- und Korrosionsschutz-Zusätzen, mit einem mit der Maschinen-Drehzahl wechselnden Druckgefälle bewirkt, und mit einem zur Atmosphäre öffnenden, Kühlmitteldruck im Vorlaufbereich — Kühlmantel (2), Vorlauf (5) und Kühler-Vorlauf-Wasserkasten (7) umfassend — angesteuerten Überdruck-Ventil (17, 17' bzw. 17'') zur Begrenzung des Kühlmittel-Höchstdruckes, dadurch gekennzeichnet, daß das Überdruckventil (17) einen Überdruck-Öffnungswert — bei Wasser-Gemischen als Kühlmittel von etwa 1,5 bis 2,2 bar — aufweist, der höher als der Siededruck des Kühlmittels bei an der Saugseite (16) der Kühlmittelpumpe (3) höchstzulässiger Kühlmitteltemperatur — bei Wasser-Gemischen als Kühlmittel von etwa 90 bis 120 °C — um wenigstens diejenige Druckdifferenz — üblicherweise von etwa 0,5 bis 1,2 bar — liegt, die zwischen der Saugseite (16) der Kühlmittelpumpe (3) und der Anschlußstelle des Überdruckventils (17, 17', 17'') dann auftritt, wenn im wesentlichen die höchste Förderleistung der Kühlmittelpumpe (3) bei voll geöffnetem Kuhlerventil (13) des Thermostats (9) gegeben ist.

2. Kühlkreis nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das Überdruckventil (17'') am Kühlmantel (2) vor dessen Austritt (4) angeschlossen ist.

3. Kühlkreis nach Anspruch 1, gekennzeichnet durch elastische Schlauchleitungen (für Vorlauf 5, Kurzschluß 8, Rücklauf 12, Saugleitung 15, Nachsaugleitung 20 und Entlüftungsleitung 25) im Vor- und Rücklaufbereich zwischen Kühlmantel (2), Kühler (6), Thermostat (9) und/oder Kühlmittelpumpe (3), deren Elastizität gemeinsam mit der Elastizität der weiteren Kühlmittel enthaltenden Hohlräume und/oder der in diesen enthaltenen Luft- bzw. Gas-Anteile derart mit den temperaturwechselbedingten Volumens- und Druckänderungen des Kühlmittels, den pumpenförderungsleistungsbedingten Druckverlaufsänderungen und dem Überdruck-Öffnungswert des Überdruckventiles (17, 17' bzw. 17'') abgestimmt

ist, daß bei wechselnder Kühlmittel-Temperatur and Maschinen- bzw. Kühlmittelpumpen-Drehzahl der Kühlmitteldruck an der Saugseite (16) der Kühlmittelpumpe (3) stets über dem jeweiligen Siededruck des Kühlmittels liegt.

Claims

1. A cooling circuit for liquid-cooled internal combustion engines having a coolant pump (3) arranged at the inlet to the cooling jacket (2) of the engine (1), which pump effects circulation of a liquid coolant, especially a mixture of water with anti-freeze and anti-corrosive additives, in the cooling jacket (2), a radiator (6), a thermostat (9) and the connecting conduits thereof (top hose 5, bottom hose 12 and by-pass 8) with a pressure drop changing with the engine rotation rate, and having a pressure-relief valve (17, 17' and/or 17'') opening to the atmosphere and actuated by the coolant pressure in the top hose region — including cooling jacket (2), top hose (5) and radiator header tank (7) — for the limitation of the maximum coolant pressure, characterised in that the pressure-relief valve (17) has an excess pressure opening value — in the case of water mixtures as coolant — of about 1.5 to 2.2 bars, which lies higher than the boiling pressure of the coolant on the occurrence of the maximum permissible coolant temperature on the suction side (16) of the coolant pump (3) — about 90 to 120 degrees C. in the case of water mixtures as coolant — by at least that pressure difference — ordinarily of about 0.5 to 1.2 bars — which occurs between the suction side (16) of the coolant pump (3) and the connection point of the pressure-relief valve (17, 17', 17'') when substantially the maximum delivery performance of the coolant pump (3) occurs with the radiator valve (13) of the thermostat (9) fully opened.

2. A cooling circuit according to Claim 1, characterised in that the pressure-relief valve (17'') is connected to the cooling jacket (2) in advance of its outlet (4).

3. A cooling circuit according to Claim 1, characterised by elastic hoses (for top hose 5, by-pass 8, bottom hose 12, suction pipe 15, secondary suction pipe 20 and air-discharge pipe 25) in the feed and return zones between the cooling jacket (2), radiator (6), thermostat (9) and/or coolant pump (3), the elasticity of which hoses, in common with the elasticity of the further hollow spaces containing coolant and/or the proportions of air or gas contained in these according to the variations of volume and pressure of the coolant caused by temperature changes, is adapted to the pressure gradient variations dependent upon pump delivery performance and the pressure-relief opening value of the pressure-relief valve (17, 17' and/or 17'') in such a way that, with changing coolant temperature and rotation rate of the engine or coolant pump, the coolant pressure on the suction side (16) of the coolant pump (3) always lies above the boiling pressure of

the coolant in each case.

Revendications

1. Circuit de refroidissement pour des moteurs à combustion interne refroidis dans un liquide, avec une pompe (3) d'agent de refroidissement disposée à l'entrée de la chemise de refroidissement (2) du moteur (1), et qui assure, dans la chemise de refroidissement (2), dans un radiateur (6), dans un thermostat (9), et dans leurs canalisations de liaison (arrivée 5, retour 12 et dérivation 8), la circulation d'un agent de refroidissement liquide, notamment d'un mélange d'eau avec des ajouts de protection contre le gel et la corrosion, avec une chute de pression variant avec la vitesse de rotation du moteur, et avec une soupape de surpression (17, 17', ou bien 17'') ouvrant vers l'atmosphère et commandée par la pression de l'agent de refroidissement dans la zone d'entrée, englobant la chemise de refroidissement (2), l'entrée (5) et la caisse à eau (7) à l'entrée du radiateur, afin de limiter la pression maximale de l'agent de refroidissement, circuit caractérisé en ce que la soupape de surpression (17) a, dans le cas où des mélanges à base d'eau sont utilisés comme agent de refroidissement, une valeur d'ouverture à la surpression d'environ 1,5 à 2,2 bars, supérieure à la température d'ébullition de l'agent de refroidissement, pour la température maximale admissible de l'agent de refroidissement (environ 90 à 120 °C pour des mélanges à base d'eau utilisés comme agent de refroidissement), du côté aspiration (16) de la pompe (3) d'agent de refroidissement, d'au moins la différence de pression, habituellement de l'ordre de 0,5 à 1,2 bar, qui s'établit entre le côté aspiration (16) de la pompe (3) de l'agent de refroidissement et le raccordement de la soupape de surpression (17, 17', 17''), lorsque, en pratique, la pompe (3) d'agent de refroidissement donne sa puissance de refoulement maximale, la soupape de radiateur (13) du thermostat (9) étant complètement ouverte.

2. Circuit de refroidissement selon la revendication 1, caractérisé en ce que la soupape de surpression (17'') est raccordée à la chemise de refroidissement (2) devant la sortie de celle-ci.

3. Circuit de refroidissement selon la revendication 1, caractérisé en ce qu'il comporte des canalisations élastiques souples (pour l'entrée 5, la dérivation 8, le retour 12, la canalisation d'aspiration 15, la canalisation de réaspiration 20 et la canalisation de désaération 25), dans la zone d'entrée et de retour entre la chemise de refroidissement (2), le radiateur 6, le thermostat (9) et/ou la pompe d'agent de refroidissement (3), canalisations souples dont l'élasticité, en corrélation avec l'élasticité des autres espaces creux contenant l'agent de refroidissement et/ou des quantités d'air ou de gaz contenues dans ces espaces, est en accord avec les variations de volume et de pression dues aux changements de température, aux variations dans l'évolution de la pression

dues à la puissance de refoulement de la pompe, et à la valeur d'ouverture à la surpression de la soupape de surpression (17, 17', ou bien 17''), de façon que, lorsque la température de l'agent de refroidissement et la vitesse de rotation du moteur ou de la pompe de l'agent de refroidissement se

5

modifient, la pression de l'agent de refroidissement sur le côté aspiration (16) de la pompe (3) d'agent de refroidissement se situe toujours au-dessus de la pression d'ébullition de l'agent de refroidissement à ce même instant.

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

60

65

8

