(19) Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets

(11) EP 0 834 011 B1

(12) # EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
31.05.2000 Patentblatt 2000/22

(21) Anmeldenummer: **97920737.0**

(22) Anmeldetag: **22.04.1997**

(51) Int Cl.[7]: **F02M 35/12**

(86) Internationale Anmeldenummer:
PCT/EP97/02038

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 97/40271 (30.10.1997 Gazette 1997/46)

(54) **ANSAUGSCHALLDÄMPFER UND KRAFTFAHRZEUG**

INTAKE SILENCER FOR MOTOR VEHICLE

SILENCIEUX D'ASPIRATION POUR MOTEUR A COMBUSTION INTERNE

(84) Benannte Vertragsstaaten:
DE ES FR

(30) Priorität: **22.04.1996 DE 19615917**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
08.04.1998 Patentblatt 1998/15

(73) Patentinhaber: **WOCO Franz-Josef Wolf & Co.**
D-63628 Bad Soden-Salmünster (DE)

(72) Erfinder:
- **WOLF, Franz, Josef**
  D-63628 Bad Soden-Salmünster (DE)
- **GÄRTNER, Udo**
  D-36396 Steinau (DE)
- **WOLF, Anton**
  D-63571 Gelnhausen (DE)
- **SCHRIEBER, Nicole**
  D-36396 Steinau (DE)

(74) Vertreter: **Jaeger, Klaus, Dipl.-Chem. Dr. et al**
Propindus Jaeger und Köster,
Patentanwälte,
Am Borsigturm 9
13507 Berlin (DE)

(56) Entgegenhaltungen:
DE-A- 3 531 353
DE-C- 580 923
FR-A- 945 632
FR-E- 48 791
US-A- 2 485 392

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

EP 0 834 011 B1

Printed by Jouve, 75001 PARIS (FR)

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft einen Ansaugschalldämpfer für eine Brennkraftmaschine der im Oberbegriff des Patentanspruchs 1 genannten Art sowie ein Kraftfahrzeug mit Brennkraftmaschine und Auflader mit einem Ansaugschalldämpfer.

[0002] Ein Ansaugschalldämpfer der vorstehend genannten Art ist aus der deutschen Patentschrift DE 743 418 A bekannt. In der Figur 1 dieser Druckschrift ist eine unmittelbar hinter dem Einlassluftfilter angeordnete Schalldämpferkombination gezeigt, bei der das Ansaugrohr unmittelbar hinter der Staubfilterpatrone mit Wandungsöffnungen versehen und mit einem Dämmmaterial umgeben ist. In Strömungsrichtung hinter diesem Abschnitt ist das Ansaugrohr mit einer axialen Folge ringförmig angeordneter Lochreihen versehen. Jede dieser Lochreihen steht mit einer das Ansaugrohr aussen umgebenden Kammer in Verbindung. Durch glokkenförmige Hülsen werden die durch jeweils eine der Lochreihen hindurchtretenden Schallwellen aus der Ansaugluft so umgelenkt, dass sie der Luftströmung im Ansaugrohr entgegengesetzt verlaufend in die umgebende Kammer geleitet und auf deren radial ausgerichteten Boden gelenkt werden. Dabei wirkt dieser Kammerboden als Reflektor. Dadurch setzen die zur Eintrittslochreihe zurücklaufenden reflektierten Schallwellen den akustischen Leitwert der im Ansaugrohr ausgebildeten Öffnungen effektiv so weit herab, dass eine wirksam angekoppelte Ansauggeräuschdämpfung auch bei deutlich in den tieferen Frequenzbereich verlegten Frequnzen erzielt wird.

[0003] Der aus der deutschen Patentschrift DE 743 418 A bekannte Stand der Technik lehrt also eine Ansauggeräuschdämpfung durch Resonanzankopplung an einen Reflexionsdämpfer. Dämpfer dieser Art sind nur für tiefe Frequenzen geeignet, beispielsweise zur Dämpfung von Motorpulsationen 2. Ordnung, weisen je Kammer nur eine einzige definierte Resonanzfrequenz auf, also kein auch noch so schmales sinnvoll nutzbares Frequenzband, und erfordern zudem einen grossen Bauraum, und zwar sowohl wegen der Struktur jeder einzelnen Reflektorkammer als auch wegen der Vielzahl der Reflektorkammern, die zur Erzielung einer zumindest mässigen Breitbandigkeit des Ansauggeräuschdämpfers erforderlich sind.

[0004] Aus der deutschen Patentschrift DE 580 923 A ist ein auch als Ansauggeräuschdämpfer oder Geschossknalldämpfer ausgewiesener Abgasdämpfer für Brennkraftmaschinen bekannt, der als Einrohr-Resonanzdämpfer ausgebildet ist. Die die Resonanzwellenlänge im Abgasrohr festlegenden Bohrungen sind aufgrund des Überdrucks im Abgasrohr mit einem Aussenmantel umgeben. Dieser Mantel wirkt sich auf das Dämpfungsverhalten des Abgasgeräuschdämpfers beeinträchtigend aus.

[0005] Ein weiterer Ansaugschalldämpfer ist aus der Druckschrift US 4 350 223 A bekannt. Dieser Ansaugschalldämpfer ist in eine flexible, aus einem Wellschlauch bestehende Leitung eingesetzt, die eine die Umgebungsluft ansaugende Öffnung in der Karrosserie des Kraftfahrzeugs mit dem Ansaugstutzen des Luftfilters verbindet. Dieser Ansaugschalldämpfer dämpft die im Einsaugbereich entstehenden Luftgeräusche innerhalb eines schmalen Frequenzbandes, das sich zu beiden Seiten der Resonanzfrequenz des Resonators ausdehnt.

[0006] Einen in gleicher Weise aufgebauten Resonator sieht die technische Lehre der deutschen Offenlegungsschrift DE 32 34 634 A1 vor, der unmittelbar im Ansaugstutzen des Filters integriert ist. Zwei Reihen von Öffnungen verbinden den als Ansaugrohr des Ansaugschalldämpfers dienenden Ansaugstutzen des Filters mit dem Innenraum des umgebenden Resonators. Dabei sind diese beiden Reihen von Öffnungen so angeordnet, daß sie, bezogen auf die spezifische Eigenresonanzfrequenz des Ansaugstutzens eine $\lambda/2$- und $\lambda/4$-Dämpfung bewirken. Dadurch wird die Effektivität des Dämpfers verbessert, nicht aber seine Frequenzbreite.

[0007] Ein mit Dämmaterial "gestopfter" Ansaugschalldämpfer vergleichbarer Bauart integriert in den Ansaustutzen eines Ladeluftkühlers ist aus der deutschen Patentschrift DE 35 31 353 C2 für eine Brennkraftmaschine mit Auflader bekannt.

[0008] Die Ansaugschalldämpfer des vorstehend beispielhaft dargestellten Standes der Technik zeigen insgesamt den Nachteil, nur innerhalb eines vergleichsweise schmalen Frequenzbandes brauchbar zu dämpfen. Zudem sind mit Dämmmaterial gestopfte Dämpfer nur für Anlagen geeignet, die einen nur mässigen Überdruck aufweisen. Für einen Einsatz in einer Laderansaugleitung sind mit Dämmstoffen gedämpfte Schalldämpfer unbrauchbar.

[0009] Aus der internationalen Patentanmeldung WO 92/14922 A1 ist bekannt, einen breitbandig wirkenden Ansaugschalldämpfer durch Parallelschalten unterschiedlich langer gedeckter Seitenrohrresonatoren herzustellen. Obwohl diese Resonatoren zum Teil durch eine labyrinthartige Bauweise raumsparend ausgelegt sind, bleibt dieser Ansaugschalldämpfer doch noch immer so raumgreifend, daß er im Kraftfahrzeugbau praktisch nicht verwendbar ist.

[0010] Um für Ansaugschalldämpfer einerseits eine effektive Breitbandigkeit herzustellen, andererseits aber eine ausladende Bauweise zu vermeiden, sind aus der europäischen Patentschrift EP 242 797 B1 für Diffusoren und aus der deutschen Offenlegungsschrift DE 41 43 408 A1 für einen Seitenzweigresonator durch Klappen und Ventile abstimmbare Dämpfersysteme bekannt, die nach Maßgabe der Motordrehzahl stellbar sind.

[0011] Der Nachteil dieser Systeme besteht darin, daß trotz dem Erfordernis einer mehr oder minder aufwendigen Regelvorrichtung noch immer erheblich mehr Einbauraum benötigt wird als für die eingangs beschriebenen schmalbandigen Durchflußresonatoren.

[0012] Diesem Stand der Ansaugschalldämpfung steht der zunehmende Druck des wachsenden öffentlichen Umweltbewußtseins gegenüber, das Kraftfahrzeuge mit einem deutlich geringeren Kraftstoffverbrauch fordert. Zur Verwirklichung dieses Ziels sind Auflader, und zwar hochwirksame Auflader, in Zukunft unvermeidbar.

[0013] Die derzeit zu diesem Zweck eingesetzten Turbolader arbeiten zu diesem Zweck mit Rotor-Drehzahlen bis nahezu 200 000 min^{-1}. Es ist verständlich, daß Turbolader mit einem derart hohen Anforderungsprofil nur mit Fertigungstoleranzkompromissen praxisnah wirtschaftlich bleiben können. Hierauf ist die starke akustische Abstrahlung solcher Turbolader, nämlich das typische "Turboladerpfeifen" im Frequenzbereich von rund 2 - 4 kHz, zurückzuführen. Dabei entstehen durch die Ladevorgänge selbst in der Ansaugleitung noch einmal im Frequenzband von 4 - 6 kHz liegende deutlich abstrahlende breitbandige Geräusche, die als "Fauchen" bezeichnet werden.

[0014] Dies bedeutet, daß umweltfreundlichere Kraftfahrzeuge in absehbarer Weise nicht ohne Breitband-Luftschallabsorber auskommen werden, die insbesondere zur Ansaugschalldämpfung in Kraftfahrzeugen mit Brennkraftmaschinen, die von einem Auflader aufgeladen werden, ein Frequenzband im Bereich von 2 - 6 kHz wirksam zu dämpfen vermögen.

[0015] Der Erfindung liegt dementsprechend die Aufgabe zugrunde, einen sicherlich auch anderweitig einsetzbaren Breitband-Luftschallabsorber, speziell jedoch einen Ansaugschalldämpfer für eine Brennkraftmaschine zu schaffen, der bei kleinstmöglichem und flexibel anpaßbarem Bauvolumen in flexibler Anpassung an die spezifischen Einsatzerfordernisse Luftschallgeräusche über ein breites Frequenzband gleichmäßig wirksam zu dämpfen vermag. Speziell soll ein solcher Ansaugschalldämpfer in der Lage sein, die bei Kraftfahrzeugbrennkraftmaschinen durch Turbolader erzeugten und lautstark abgestrahlen Störgeräusche im Frequenzband von rund 2 - 6 kHz so zu dämpfen, daß sie sowohl außerhalb des Fahrzeugs als auch im Fahrzeug selbst praktisch nicht mehr wahrnehmbar sind.

[0016] Zur Lösung dieser Aufgabe weist ein Ansaugschalldämpfer der eingangs genannten Art die im Patentanspruch 1 genannten Merkmale auf.

[0017] In einem Kraftfahrzeug mit Aufladung der Brennkraftmaschine erzielt ein Ansaugschalldämpfer dann die größte Wirkung, wenn er entsprechend der Merkmale des Anspruchs 9, insbesondere der Merkmale des Anspruchs 10, in den Ansaugkanal eingeschaltet ist.

[0018] Der Ansaugschalldämpfer gemäß der Erfindung ist dementsprechend so aufgebaut, daß die Ansaugluft den Dämpfer durchströmt, und zwar in einem Ansaugrohr, das über die gesamte axiale Länge, auf der die Dämpfung bewirkt wird, von einem einzigen, vorzugsweise zweischalig ausgebildeten Resonatorgehäuse umgeben ist. Innerhalb dieses Resonatorgehäuses ist das Ansaugrohr in an sich bekannter Weise mit Öffnungen versehen, die die Wand des Ansaugrohres beidseitig offen durchsetzen und den Innenraum des Ansaugrohres mit dem Innenraum der in dem Resonatorgehäuse ausgebildeten Resonatorkammern verbindet. Im Gegensatz zum Stand der Technik besteht das Ansaugrohr jedoch nicht aus einem lediglich mehr oder minder dünnen Stahlblech, sondern aus Werkstoffen wie beispielsweise Aluminium, Sintermetallen, Kunststoffen oder Hartgummi, die die Herstellung des Ansaugrohres auch mit grösseren Wandstärken ermöglichen, ohne dass dieses dadurch unbrauchbar schwer wird. Vorzugsweise liegt die Wandstärke des Ansaugrohres im Bereich von 0,6 bis 5 mm, insbesondere im Bereich zwischen 1 bis 3 mm einschliesslich. Im einzelnen ist die Wandstärke des Ansaugrohres, bzw. die Innenwandhöhe der Öffnung in der Wand des Ansaugrohres eine Frage der Abstimmung zwischen der Querschnittsfläche der Öffnung, dem Volumen der angeschlossenen Resonatorkammer und der Breite und Frequenzlage des einzustellenden Resonanzabsorbtionsbandes. Die Öffnung und die Resonatorkammer bilden also einen auf das zu dämpfende Frequenzband abgestimmten HELMHOLTZ-Resonator.

[0019] Die Breite des so einstellbaren aktiven Resonanzabsorbtions-Frequenzbandes nimmt dabei zu mit abnehmender Querschnittsfläche der Öffnung. Da mit abnehmender Querschnittsfläche der Öffnung aber gleichzeitig auch der Wirkungsgrad der Ankopplung, also der Grad der erzielbaren Dämpfung abnimmt, muss die Querschnittsfläche der Öffnung zunächst zwischen diesen beiden Grenzparametern optimiert werden.

[0020] Der durch das Resonatorgehäuse um das gelochte Ansaugrohr herzum gebildete Ringraum ist durch quer zum axialen Verlauf des Ansaugrohres ausgerichtete Kammerwände in eine Folge in axialer Richtung aufeinanderfolgender Resonatorkammern mit jeweils voneinander verschiedenem Volumen unterteilt. Diese Kammerwände sind zweckmäßigerweise am Resonatorgehäuse selbst angeformt und umschließen ein als Einlegeteil ausgebildetes Ansaugrohr. Alternativ kann jedoch ohne weiteres auch das Ansaugrohr fest mit den dieses umschließenden Kammerwänden ausgebildet und in dieser Form als Einlegeteil im Resonatorgehäuse eingebracht sein. Entscheidend ist lediglich, daß die in dieser Weise gebildeten Resonatorkammern hermetisch gegeneinander abgegrenzt sind. Dabei bedeutet "hermetisch gegeneinander abgegrenzt", daß die einzelnen Kammern pneumatisch und akustisch so gegeneinander abgegrenzt sind, daß die von ihnen umschlossenen Luftvolumina in leicht ankoppeln und nach dem Einschwingen ungestört ein stabiles Resonanzschwingverhalten aufrechterhalten können, also eine stabile Federkonstante aufweisen.

[0021] Zu beachten ist dabei, daß weder das Ansaugrohr, noch das Resonatorgehäuse eine lineare Längsachse aufzuweisen brauchen, koaxial ausgelegt zu sein brauchen oder gar rotationssymmetrisch ausgelegt sein

müssen. Das Resonnanzverhalten jeder einzelnen Resonatorkammer ist letztendlich nur durch das schwingfähige Luftvolumen hinsichtlich seiner Resonanzfrequenz bestimmt, und nicht dadurch, daß alle Kamerwände parallel zueinander stehen, das Ansaugrohr zentral im Resonatorgehäuse verläuft oder gar die Kammerwände parallel zueinander angeordnet sind.

[0022] Entscheidend ist weiterhin, daß der im Ansaugluftstrom auftretende Schalldruck durch die Öffnungen hindurch und über die in dem Öffnungsvolumen schwingende (und durch Wandreibung gedämpfte) Luftmasse auf jede der im Resonatorgehäuse ausgebildeten Kammern einwirken kann, und zwar auf jede dieser Kammern separat, ohne daß eine der Kammern durch eine der Öffnungen im Ansaugrohr über die Kammertrennwände hinweg zur Nachbarkammer überbrückt wird.

[0023] Aufgrund dieser Gegebenheiten läßt sich der Ansaugschalldämpfer der Erfindung bei kleinstmöglicher Baugröße praktisch jedem verfügbaren Einbauraum anpassen.

[0024] Für jede der einzelnen Resonatorkammern läßt sich das dieser zugeordnete dämpfende Resonanzband primär durch die Bemessung des Kammervolumens und durch die Wandstärke der Ansaugrohrwand im Bereich der der jeweiligen Kammer zugeordneten Öffnungen abstimmen. Für die dabei pro Kammer einstellbare Bandbreite gilt grundsätzlich, daß das wirksame Frequenzband umso breiter wird, je kleiner die Öffnungsfläche wird. Mit kleiner werdender Öffnungsfläche nimmt jedoch auch der Betrag der Dämpfung ab, so daß ein Kompromiß zwischen der erforderlichen Dämpfungswirkung und der erzielbaren Breitbandigkeit der Dämpfung jeder Kammer eingestellt werden muß.

[0025] Um hierbei einen lückenlosen Breitband-Luftschallabsorber zu erhalten, wird dann die Nachbarkammer so abgestimmt, daß sich die beispielsweise obere Frequenz des Absorptionsbandes eine Kammer und die untere Frequenz des Absorptionsbandes der Nachbarkammer ausreichend breit überlappen. In diesem Zusammenhang hat es sich als vorteilhaft erwiesen, die aufeinanderfolgenden Kammern so auszulegen, daß deren Volumina von einer zur nächsten Zelle stetig abnimmt oder zunimmt. Dies soll bedeuten, daß in einer bestimmten Richtung das Resonatorkammervolumen der in axialer Folge unmittelbar aufeinanderfolgenden Kammern stetig zunimmt, und zwar durchgehend von der ersten bis zu letzten Kammer, und in umgekehrter Richtung dementsprechend stetig abnimmt. Dabei sind Zunahme und Abnahme der Kammervolumina von Kammer zu Kammer prinzipiell unabhängig von der Richtung, in der die Ansaugluft den Ansaugschalldämpfer durchströmt. In beiden Fällen wird eine weitgehend gleiche akustische Dämpfung erzielt.

[0026] Auf diese Weise lassen sich beispielsweise auf einer Länge des Resonatorgehäuses von nicht einmal 30 cm und einer Folge von 5 bis 10 Kammern abgestimmte Ansaugschalldämpfer herstellen, die praktisch lückenlos ein Dämpfungsfrequenzband im Bereich von 1 - 10 kHz erfassen.

[0027] Das Ansaugrohr und der Resonator des Ansaugschalldämpfers der Erfindung können prinzipiell aus beliebigen Werkstoffen hergestellt werden. Dabei können im Gegensatz zu den bekannten einkammrigen Schmalband-Ansaugschalldämpfern beim Ansaugschalldämpfer der Erfindung die Ansaugleitung und das Resonatorgehäuse auch aus dem gleichen Werkstoff gefertigt werden, da die Resonatorgehäuseschale praktisch keine Abstrahlung aufweist. Auch brauchen keine zusätzlichen Dämpfungswerkstoffe verwendet zu werden, um ein Abstrahlen der Geräusche aus dem Resonatorgehäuse zu unterbinden.

[0028] Vorzugsweise wird der Ansaugschalldämpfer der Erfindung aus wärmebeständigem, vorzugsweise faserverstärktem Kunststoff, aus Hartgummi oder auch aus porösen Sinterwerkstoffen oder porösen Werkstoffen, vor allem aus Aluminium, hergestellt.

[0029] Für die Ankopplung des in jeder einzelnen Resonatorkammer verfügbaren Luftvolumens an den Schalldruck in der Ansaugleitung und für die sich in der jeweiligen Resonatorkammer einstellende dämpfende Eigenfrequenz und der Breite ihres wirksamen Frequenzbandes sind, wie dargestellt, lediglich die Querschnittsfläche der einzelnen Öffnung, die Anzahl der Öffnungen je Kammer und die Wandstärke des Ansaugrohres bestimmend. Die geometrische Form der einzelnen Öffnung dagegen ist grundsätzlich ohne, zumindest ohne nennenswerten Einfluß auf die Kenndaten des Ansaugschalldämpfers der Erfindung. So können die die einzelnen Resonatorkammern mit dem Inneren des Ansaugrohres verbindenden Öffnungen sowohl rund, d.h. genau genommen zylindrisch, sein, als auch oval, eiförmig, schlitzförmig als auch vieleckig ausgebildet sein. Vorzugsweise sind jedoch sämtliche Öffnungen des Ansaugrohres mit kreisförmigem Querschnitt ausgebildet. Eine solche Ausgestaltung des Ansaugschalldämpfers erleichtert seine Abstimmbarkeit.

[0030] Beim Einsatz in Kraftfahrzeugen mit Aufladern ist der in seiner Wirkung praktisch strömungsverlustfrei arbeitende Ansaugschalldämpfer vorzugsweise zwischen dem Lader und dem Ladeluftkühler unmittelbar in die Ansaugleitung eingeschaltet. Dabei ist der Ansaugschalldämpfer der Erfindung weiterhin prinzipiell so dicht wie möglich am Druckstutzen des Laders anzuschließen, insbesondere unmittelbar an diesen anzuflanschen oder über eine möglichst kurze akustisch isolierende Verbindung an diesen anzuschließen, oder aber, vorzugsweise, unmittelbar in den Druckstutzen des Turboladers zu integrieren, beispielsweise in der aus der deutschen Patentschrift DE 35 31 353 C2 für den Ansaugstutzen eines Ladeluftkühlers bekannten Art und Weise.

[0031] Die Erfindugn ist im folgenden anhand eines Ausführungsbeispiels in Verbindung mit der Zeichnung näher erläutert. Dabei zeigt die einzige Figur, nämlich die

Figur 1 ein Ausführungsbeispiel der Erfindung in perspektivischer Darstellung und bei abgenommenem Deckel des Resonatorgehäuses.

[0032] Der in Fig. 1 gezeigte Ansaugschalldämpfer 1 für eine Brennkraftmaschine besteht aus einem die Ansaugluft im Durchstrom führenden Ansaugrohr 2 und einem dieses unter Bildung eines geschlossenen Ringraumes 2 umschließenden zweischalig ausgebildeten Resonatorgehäuse 4, wobei in der Fig. 1 der besseren Übersichtlichkeit halber lediglich eine der beiden paßgenau zusammenfügbaren Gehäuseschalen gezeigt ist. Der Ansaugschalldämpfer 1 ist mit einem Einlaßstutzen 5 und einem Auslaßstutzen 6 zum Einschalten in die Ansaugleitung der Brennkraftmaschine ausgerüstet. Dabei ist zum Zwecke der besseren Beschreibung der Erfindung vorliegend der Einlaßstutzen 5 als einteilig mit dem Ansaugrohr ausgebildet dargestellt, während der Auslaßstutzen 6 als einstückig mit der dargestellten Resonatorgehäuseschale verbunden gezeigt ist. Diese Art der Ausgestaltung der Anschlußstutzen ist prinzipiell beliebig austauschbar. Vorzugsweise sind jedoch beide Anschlußstutzen, also sowohl der Einlaßstutzen als auch der Auslaßstutzen, einstückig mit dem Resonatorgehäuse ausgebildet und zwar in vorzugsweise der Weise, daß einer der beiden Anschlußstutzen an einer der beiden Resonatorgehäuseschalen, der andere an der jeweils anderen Gehäuseschale angeformt oder anderweitig mit dieser ausgebildet sind. Dies bewirkt, daß bei einer zweischaligen Ausgestaltung des Ansaugrohres als Einlegteil in das Resonatorgehäuse ein vorspannend schließender und Dichtzwecken dienender Schließdruck beim Verschließen des Resonatorgehäuses durch Schweißen, Verschrauben oder anderweitig ausgeübt werden kann.

[0033] In der Rohrwand des Ansaugrohres 2 sind Öffnungen 7 ausgebildet, die das Innere des Ansaugrohres 2 mit dem Ringraum 3 des Resonatorgehäuses 4 verbinden. Jede dieser Öffnungen ist im Querschnitt kreisförmig ausgebildet, und hat bei einer Wandstärke des Ansaugrohres 2 im Öffnungsbereich von 2 mm einen Durchmesser von 3 mm.

[0034] Quer zur Längsachse des Ansaugrohres 2 sind in jeder der beiden Halbschalen des Resonatorgehäuses 4 sich beim aufsetzenden Schließen des Gehäusedeckels schließend ergänzende Kammerwände 8 ausgebildet, die bei geschlossenem Ansaugschalldämpfer die äußere Oberfläche des Ansaugrohresss 2 dichtend umschließend. Auf diese Weise werden bei geschlossenem Resonatorgehäuse im Resonator in axialer Folge aufeinanderfolgend Resonatorkammern 9 gebildet, die jeweils eine von der anderen abweichende Volumina aufweisen. Dabei sind die einzelnen Kammervolumina nicht nur durch die Abstände der Kammertrennwände 8 voneinander, sondern auch durch die spezifische Gestaltung des Resonatorgehäuses 4 selbst bestimmt.

[0035] Die Öffnungen 7 sind im Ansaugrohr 2 so angeordnet, daß jede der Resonatorkammern 9 mit dem Inneren des Ansaugrohress 2 verbunden ist, und zwar unter Bildung einer kleinen schwingfähigen Luftmasse in der Öffnung, in der Weise, daß dabei keine der Kamerwände überbrückt, d.h. mit einer der benachbarten Kammern kurzgeschlossen wird.

[0036] Wie in der Fig. 1 schematisch dargestellt, weisen alle Öffnungen 7 des Ansaugrohres 2 die gleiche geometrische Konfiguration und die gleichen Dimensionen auf.

[0037] Im Idealfall sollten sowohl die Verteilung als auch die Anzahl der im Ansaugrohr 2 pro Kammer 9 vorgesehene Öffnungen 7 von Kammer zu Kammer identisch sein. In der in Fig. 1 schematisch dargestellten Weise wird sich dies in der Praxis jedoch nur selten verwirklichen lassen, da auf Raumgestaltungen und Baugrößen des Ansaugschalldämpfers in konstruktiver Hinsicht Rücksicht zu nehmen ist.

[0038] In der in Fig. 1 dargestellten Weise ist das Ansaugrohr innerhalb des Resonatorgehäuses 4 mit einem ovalen Querschnitt ausgebildet, wobei ein vom Einlaßstutzen 5 bis zum Auslaßstutzen 6 durchgehender rinnenartiger Bereich des Ansaugrohress 2 keine Löcher 7 aufweist. Dies dient dem Zweck, mit der Ansaugluft mitgeführte Feuchtigkeit, beispielsweise Luftfeuchtigkeit oder Ölstaub, beim Kondensieren im Ansaugarohr 2 nicht in die Resonatorkammern 9 durch die Öffnungen 7 hindurch abtropfen zu lassen, sondern dieses Kondensat ohne Austritt in das Resonatorgehäuse aus dem Auslaßstutzen 6 des Ansaugschalldämpfers 1 herauslaufen zu lassen (dabei ist zu beachten, daß bei der in Fig. 1 gezeigten Darstellung die räumliche Lage des Schalldämpfers 1 nicht seiner Einbaulage entspricht. Diese wird nach einer Drehung des in Fig. 1 gezeigten Ansaugschalldämpfers 1 um 90° im Uhrzeigersinn um die Längsachse des Ansaugrohres 2 herum erhalten).

Patentansprüche

1. Ansaugschalldämpfer für eine Brennkraftmaschine, bestehend aus einem die Ansaugluft führenden Ansaugrohr und einem dieses unter Bildung eines geschlossenen Ringraumes umschliessenden Resonatorgehäuse, mit einem Einlassstutzen und einem Auslassstutzen, mit Öffnungen in der Rohrwand des Ansaugrohres, die den Innenraum des Ansaugrohres mit dem Innenraum des Resonators verbinden, wobei eine oder eine axiale Folge von mehreren quer zur Längsachse des Ansaugrohres (2) ausgerichteten und dieses umschliessenden Kammerwänden (8) im Resonatorgehäuse (4) hermetisch gegeneinander abgegrenzte Resonatorkammern (9) unterschiedlichen Volumens bilden, und mit einer solchen Anordnung der Öffnungen (7) in der Rohrwand des Ansaugrohres (2), dass jede

der Resonatorkammern (9) mit dem Innenraum des Ansaugrohres kommuniziert und dabei keine der Kammerwände (8) überbrückt wird,
gekennzeichnet durch
eine für jede einzelne Resonatorkammer (9) auf Lage und Breite eines für diese jeweils konstruktiv vorgegebenen Resonanzfrequenzbandes aufeinander abgestimmte Dimensionierung des Resonatorkammervolumens, der Querschnittfläche der Öffnung (7) und der der Wandhöhe der Öffnung (7) entsprechenden Wandstärke des Ansaugrohres (2) im Bereich der jeweiligen Öffnung (7).

2. Ansaugschalldämpfer nach Anspruch 1,
gekennzeichnet durch
eine kreiszylindrische Form der Öffnungen (7) in der Rohrwand des Ansaugrohres (2).

3. Ansaugschalldämpfer nach einem der Ansprüche 1 oder 2,
gekennzeichnet durch
eine solche Anordnung der Öffnungen (7) in der Rohrwand des Ansaugrohres, dass jede der Resonatorkammern (9) über eine gleiche Anzahl von Öffnungen mit dem Innenraum des Ansaugrohres (2) kommuniziert.

4. Ansaugschalldämpfer nach einem der Ansprüche 1 bis 3,
gekennzeichnet durch
einen ovalen oder abgeflacht ovalen Querschnitt des Ansaugrohres (2).

5. Ansaugschalldämpfer nach einem der Ansprüche 1 bis 4,
gekennzeichnet durch
einen vom Einlassstutzen (5) bis zum Auslassstutzen (6) durchgehend ohne Öffnungen ausgebildeten Wandsektor im Sohlenbereich des Ansaugrohres (2), bezogen auf die bestimmungsgemässe Einbaulage des Ansaugrohres (2) im Ansaugschalldämpfer (1) und des Ansaugschalldämpfers an der Brennkraftmaschine.

6. Ansaugschalldämpfer nach einem der Ansprüche 1 bis 5,
gekennzeichnet durch
eine zweischalige Ausbildung des Ansaugrohres (2) mit axialer Trennebene sowie auch durch eine zweischalige Ausbildung des Resonatorgehäuses (4) mit axialer Trennebene.

7. Ansaugschalldämpfer nach einem der Ansprüche 1 bis 6,
gekennzeichnet durch
die Ausbildung des Ansaugrohres (2) als Einlegteil im Resonatorgehäuse (4).

8. Ansaugschalldämpfer nach einem der Ansprüche 1 bis 7,
gekennzeichnet durch
am Resonatorgehäuse angeformte Einlassstutzen und Auslassstutzen (6).

9. Kraftfahrzeug mit einer Brennkraftmaschine, einem Auflader, einem Ladeluftkühler und mit einem Ansaugschalldämpfer nach einem der Ansprüche 1 bis 8,
gekennzeichnet durch
einen Anschluss des Ansaugschalldämpfers (1) zwischen dem Lader und dem Ladeluftkühler.

10. Kraftfahrzeug nach Anspruch 9,
gekennzeichnet durch
den Anschluss des Ansaugschalldämpfers (1) unmittelbar hinter oder an dem oder integriert mit dem Druckstutzen des Laders.

Claims

1. An intake silencer for an internal combustion engine, consisting of an intake pipe conducting the intake air and a resonator housing enclosing the intake pipe formed as a closed annular space, comprising an inlet piece and an outlet piece having openings in the pipe wall of the intake pipe which connect the interior space of said intake pipe with the interior space of the resonator, whereby one or an axial sequence of a plurality of chamber walls (8) being provided in the resonator housing (4) which are aligned transversely to the longitudinal axis of said intake pipe (2), and which enclose the latter and form resonator chambers (9) which are hermetically delimited with respect to each other and have different volumes, and comprising such an arrangement of the openings (7) in the pipe wall of the intake pipe (2) such that each of the resonator chambers (9) communicates with the interior space of the intake pipe and in so doing, not bypassing any of the chamber walls,
characterized in that
the resonator chamber volume, the cross-sectional area of the opening (7) and the wall thickness of the intake pipe (2) in the region of the respective opening (7), said wall thickness corresponding to the wall height of the opening (7), are calculated so as to match each other, said calculation being made for each single resonator chamber (9) in terms of position and width of the respective resonant frequency band predetermined for said chambers by design.

2. The intake silencer according to claim 1,
characterized in that
the openings (7) in the pipe wall of the intake pipe (2) are of circular shape.

3. The intake silencer according to claim 1 or 2, **characterized** in that
the openings (7) in the pipe wall of the intake pipe are arranged such that each of the resonator chambers (9) communicates with the interior space of the intake pipe (2) via an equal number of openings.

4. The intake silencer according to any of claims 1 through 3, **characterized** in that
the intake pipe (2) is disposed with an oval or flattened oval cross-section.

5. The intake silencer according to any of claims 1 through 4, **characterized** in that
a wall sector in the base region of the intake pipe (2) is constructed so as to be continuous from the inlet piece (5) to the outlet piece (6) and without any openings, with respect to the specific fitting position of the intake pipe (2) in the intake silencer (1), and of the intake silencer in the internal combustion engine.

6. The intake silencer according to any of claims 1 through 5, **characterized** in that
the intake pipe (2) has a double shell construction with an axial parting plane, as well as in that a resonator housing (4) has a double shell construction with an axial parting plane.

7. The intake silencer according to any of claims 1 through 6, **characterized** in that
the intake pipe (2) is constructed so as to be an insert in the resonator housing (4).

8. The intake silencer according to any of claims 1 through 7, **characterized** in that
inlet and outlet pieces (6) are formed on the resonator housing.

9. A motor vehicle comprising an internal combustion engine, a supercharger, an air charge cooler and an intake silencer according to any of claims 1 through 8, **characterized** in that
a connection of the intake silencer (1) is provided between the supercharger and the air charge cooler.

10. The motor vehicle according to claim 9, **characterized** in that
the intake silencer (1) is connected directly behind, or to, or so as to be integrated with the pressure pipe joint of the supercharger.

Revendications

1. Silencieux d'aspiration pour un moteur à combustion interne, consistant en un tuyau d'aspiration acheminant l'air d'aspiration et en un boîtier formant résonateur entourant le tuyau en formant un espace annulaire fermé et comportant une tubulure d'admission et une tubulure d'évacuation, des ouvertures étant prévues dans la paroi tubulaire du tuyau d'aspiration pour relier l'espace intérieur du tuyau d'aspiration à l'espace intérieur du résonateur, une suite ou une suite axiale de plusieurs parois formant chambres (8) étant dirigées transversalement à l'axe longitudinal du tuyau d'aspiration (2) et entourant celui-ci et constituant, dans le boîtier formant résonateur (4), des chambres de résonance (9) hermétiquement délimitées les unes par rapport aux autres et ayant des volumes différents, et avec une disposition telle des ouvertures (7) dans la paroi tubulaire du tuyau d'aspiration (2) que chacune des chambres de résonance (9) communique avec l'espace intérieur du tuyau d'aspiration et que, de ce fait, aucune des parois formant chambres (8) ne soit court-circuitée,
caractérisé par un dimensionnement du volume des chambres de résonance, qui est adapté, pour chaque chambre (9) individuelle, à la position et à la largeur d'une gamme de fréquences de résonance, chaque fois prédéfinie sur le plan de la conception pour la chambre concernée, ainsi que par un dimensionnement correspondant de l'aire de la section transversale de l'ouverture (7) et de l'épaisseur de paroi, correspondant à la hauteur de paroi de l'ouverture (7), du tuyau d'aspiration (2) dans la zone de l'ouverture (7) correspondante.

2. Silencieux d'aspiration selon la revendication 1,
caractérisé par une forme cylindrique circulaire des ouvertures (7) situées dans la paroi tubulaire du tuyau d'aspiration (2).

3. Silencieux d'aspiration selon l'une des revendications 1 ou 2,
caractérisé par une disposition telle des ouvertures (7), situées dans la paroi tubulaire du tuyau d'aspiration, que chacune des chambres de résonance (9) communique, par un nombre identique d'ouvertures, avec l'espace intérieur du tuyau d'aspiration (2).

4. Silencieux d'aspiration selon l'une des revendications 1 à 3,
caractérisé par une section transversale ovale ou ovale aplatie du tuyau d'aspiration (2).

5. Silencieux d'aspiration selon l'une des revendications 1 à 4,
caractérisé par une partie de paroi réalisée,

sans ouvertures, de manière continue depuis la tubulure d'admission (5) jusqu'à la tubulure d'évacuation (6) dans la zone de fond du tuyau d'aspiration (2), par rapport à la position de montage, selon les prescriptions, du tuyau d'aspiration (2) dans le silencieux d'aspiration (1) et du silencieux d'aspiration au niveau du moteur à combustion interne.

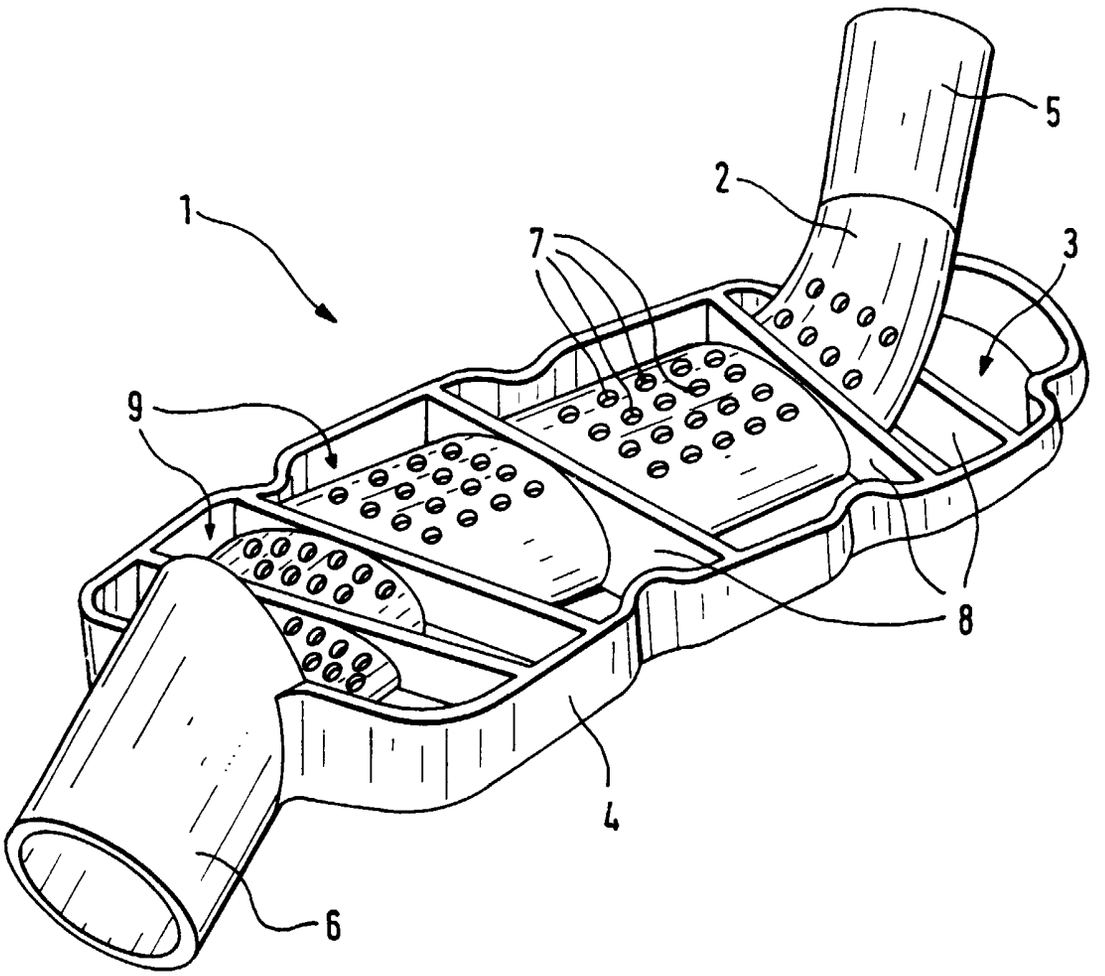
6. Silencieux d'aspiration selon l'une des revendications 1 à 5,
caractérisé par une conception en deux parties du tuyau d'aspiration (2) avec plan axial de joint ainsi que par une conception en deux parties du boîtier formant résonateur (4) avec plan axial de joint.

7. Silencieux d'aspiration selon l'une des revendications 1 à 6,
caractérisé par la conception du tuyau d'aspiration (2) en tant qu'élément encastré dans le boîtier formant résonateur (4).

8. Silencieux d'aspiration selon l'une des revendications 1 à 7,
caractérisé par une tubulure d'admission et une tubulure d'évacuation (6) formées d'un seul tenant sur le boîtier formant résonateur.

9. Véhicule automobile comportant un moteur à combustion interne, un compresseur à suralimentation, un refroidisseur à air de la charge, et un silencieux d'aspiration selon l'une des revendications 1 à 8,
caractérisé par un raccordement du silencieux d'aspiration (1) entre le compresseur et le refroidisseur à air de la charge.

10. Véhicule automobile selon la revendication 9,
caractérisé par le raccordement du silencieux d'aspiration (1) directement derrière la tubulure de refoulement du compresseur, ou bien au niveau de celle-ci ou encore de manière intégrée à celle-ci.


1
2
3
4
5
6
7
8
9