

(19)



(11)

EP 1 703 227 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
25.02.2015 Patentblatt 2015/09

(51) Int Cl.:
F24H 1/43 ^(2006.01) **F28D 7/00** ^(2006.01)
F28D 7/02 ^(2006.01) **F28F 9/013** ^(2006.01)

(21) Anmeldenummer: **06004561.4**

(22) Anmeldetag: **07.03.2006**

(54) **Wärmetauscher**

Heat exchanger

Echangeur de chaleur

(84) Benannte Vertragsstaaten:
AT BE BG CH CY CZ DE DK EE ES FI FR GB GR HU IE IS IT LI LT LU LV MC NL PL PT RO SE SI SK TR

(30) Priorität: **15.03.2005 DE 102005012235**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
20.09.2006 Patentblatt 2006/38

(73) Patentinhaber: **Vaillant GmbH**
42859 Remscheid (DE)

(72) Erfinder: **Menari, Lila**
85600 Boufféré (FR)

(74) Vertreter: **Hocker, Thomas**
Vaillant GmbH
Berghauser Strasse 40
42859 Remscheid (DE)

(56) Entgegenhaltungen:
EP-A1- 0 344 351 DE-C- 605 213
DE-U1- 29 906 481 FR-A1- 2 191 089
US-A- 4 798 240 US-A- 4 901 677

EP 1 703 227 B1

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents im Europäischen Patentblatt kann jedermann nach Maßgabe der Ausführungsordnung beim Europäischen Patentamt gegen dieses Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist. (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

Beschreibung

[0001] Die vorliegende Erfindung bezieht sich auf Geräte zur Erwärmung von Flüssigkeiten, wie Boiler und Warmwasserbereiter und insbesondere auf die Wärmetauscher solcher Geräte.

[0002] Die genannten Geräte enthalten eine Wärmequelle zumeist in Form eines Gasbrenners, dessen heiße Abgase zu einem Gas-Flüssigkeits-Wärmetauscher geleitet werden, welcher häufig aus einem schraubenförmig aufgewickelten Rohr besteht, durch das die zu erwärmende Flüssigkeit strömt.

[0003] Die heißen Abgase werden, nachdem sie das Rohr umströmt und hierbei thermische Energie abgegeben haben, ins Freie geleitet. Der thermische Wirkungsgrad hängt dabei von der Güte der Energieübertragung zwischen Abgas und Wärmetauscherrohr ab. Diese Übertragung wird vor allem von der Kontaktdauer zwischen Abgas und Rohr sowie von der Turbulenz der Strömung der heißen Abgase bestimmt. Daher ist es notwendig, den Bereich, in dem die heißen Abgase und das Rohr in Kontakt treten, zu verlängern.

[0004] Aus der US 4,981,171 ist ein Wärmetauscher bekannt, bei dem die Wendeln im Querschnitt oval und in Reihen sowie Spalten stapelförmig angeordnet sind. Über ein Gebläse wird warme Außenluft angesaugt und den mehrstufigen gitterartigen Wendeln zugeführt. Im Zuge ihrer radialen Strömung wird der Außenluft thermische Energie entzogen und daher abgekühlt. Die in ihrer Temperatur abgesenkte Luft wird anschließend einem Raum zugeführt, in dem sich beispielsweise Lebensmittel, wie Fleischwaren, befinden, die gekühlt werden müssen. Der Wärmetauscher hat folglich die Aufgabe Umgebungsluft abzukühlen und diese einem Raum zur Verfügung zu stellen. Ein Brennerbetrieb ist weder vorgesehen noch geeignet, da die vom Brenner stammenden heißen Abgase radial zwischen den Wendeln strömen würden ohne einen hinreichenden Wärmeaustausch vollzogen zu haben.

[0005] Ferner ist aus der EP 678186 B1 ein Wärmetauscher bekannt, dessen Wendelrohre im Querschnitt oval sind und mittels eingearbeiteten stegförmigen Abstandshaltern auf Maß gehalten werden. Jedoch weist der Wärmetauscher nur eine Stufe bzw. Wendel für den Austausch thermischer Energie auf.

[0006] Weiterhin ist aus der DE 4428097 A1 ein Wärmetauscher bekannt, bei dem heiße Abgase die Wendeln axial durchströmen. Allerdings findet hierbei keine direkte Wärmebestrahlung der Wendeln durch den Brenner statt. Aufgrund der axialen Anordnung, wird jede Wendel von verschiedenen Abgasflüssen umströmt. Folglich findet kein doppelter Wärmeaustausch statt, wie bei einer radialen Anordnung, bei der die Abgase die Wärmetauscherrohre, beginnend von der inneren Wendel zur äußeren Wendel hin, nacheinander umströmen.

[0007] DE 299 06 481 U1 offenbart einen Wärmetauscher mit zwei koaxialen Rohrwendeln, die einander derartig überlappen, dass Wärmestrahlung eines koaxial

angeordneten Brenners, welche durch den Spalt der inneren Wendel gelangt, von der äußeren Wendel aufgefangen wird.

[0008] Ziel der vorliegenden Erfindung ist die Erhöhung des Wirkungsgrades beim Wärmeaustausch zwischen heißen, von einer Wärmequelle, wie beispielsweise einem Brenner, stammenden Gasen und den von einem zu erhitzenden Fluid durchströmten Wendeln eines Wärmetauschers anhand einer geeigneten Anordnung.

[0009] Zu diesem Zweck bezieht sich die Erfindung zunächst auf einen Wärmetauscher zur thermalen Kopplung von heißen, aus einem Brenner stammenden Abgasen mit einem Rohr, durch welches eine zu erhitzende Flüssigkeit strömt. Das Rohr ist dabei schraubenlinienförmig um den Brenner gewickelt. Durch die großzügigen Spalte zwischen den Windungen können die beim Verbrennungsprozess entstandenen Abgase in einen Abgaskanal einer Wärmetauscherschale, welche das Rohr umschließt, radial abgeführt werden. Der Wärmetauscher enthält dabei mindestens zwei Wendeln, welche gegenseitig koaxial und im Allgemeinen radial überlappend angeordnet sind, wobei die beiden Wendeln denselben Wendelabstand haben und der axiale Versatz zueinander geradezu einen halben Wendelabstand beträgt. Folglich bilden die beiden seriell oder parallel angeordneten Wendeln zwei konzentrische Wände, die den Raum, in dem heiße Abgase entstehen, einschließen und diese sukzessive durch die Lücken ihrer Windungen radial austreten lassen. Aufgrund des Versatzes um einen halben Wendelabstand sind die Mittelpunkte der im Querschnitt kreisförmigen oder axial abgeflachten Windungen beider Wendeln in einer axialen Ebene, wie die Spitzen eines gleichschenkligen Dreiecks angeordnet. Aus diesem Grund strömen die Abgase zunächst durch die Lücken zweier benachbarter Windungen der inneren Wendel und treffen anschließend auf die Windung der äußeren Wendel quasi am Scheitelpunkt des gleichschenkligen Dreiecks auf. Dort wird der Abgasstrom in zwei nahezu identische Teilströme gespalten, die über beide Seiten der Windungen der äußeren Wendel strömen, bevor sie radial durch die Lücken der äußeren Wendel austreten. Die äußeren Windungen stellen mithin ein Hindernis dar, was die Dauer des Abgas-Rohr Kontaktes und somit die Effektivität erhöht. Der Einbau einer oder mehrerer zusätzlicher Wendeln, welche die äußere Wendel entsprechend dem oben beschriebenen Prinzip des axialen Versatzes umgeben, kann die Ausbeute nochmals steigern.

[0010] Es sollte beachtet werden, dass die Erfindung unabhängig von der Gestalt der Windungen ist. Die Querschnitte der Windungen müssen daher nicht zwangsläufig kreisförmig sein. So ist die Ausführung der Erfindung mit ovalen, linsen- oder rautenförmigen Querschnitten ebenfalls möglich.

[0011] Die äußere Wendel ist im Betrieb kälter als die innere Wendel, welche zusätzlich zu den heißen Abgasen auch der direkten Wärmestrahlung des Brenners ausgesetzt ist, während die äußere Wendel eine große

Oberfläche für die Kondensation der Flüssigkeit, üblicherweise Wasser, bereitstellt, welche hauptsächlich in dem von der inneren Wendel eingegrenzten Raum zuvor verdampft wurde.

[0012] Der Außendurchmesser der inneren Wendel ist größer als der Innendurchmesser der äußeren Wendel. Folglich kann die innere Wendel nicht durch eine einfache translatorische Bewegung in die äußere Wendel eingeführt werden. Die Windungen der eingebauten inneren Wendel ragen radial in die Zwischenräume der Windungen der äußeren Wendel und definieren auf diese Weise axial schräge Lücken zwischen den Windungen beider Wendeln, welche auf der Grundlage der rein axialen Lücken zwischen den Windungen einer Wendel kalibriert werden können. Es entsteht daher der Eindruck, als wären die Windungen beider Wendeln fest miteinander verzahnt.

[0013] Die Abgase strömen zunächst durch die Spalten der inneren Wendel und gelangen über einen schrägen, zwischen den beiden Wendeln befindlichen, Spalt in die Lücken der äußeren Wendel. Sind die Spalten zwischen den Windungen und zwischen den Wendeln gleich groß, erfahren die Abgase während der Durchströmung der Wendeln einen nahezu konstanten Druckverlust.

[0014] Eine Platte teilt den Innenraum der inneren Wendel axial in einen ersten Bereich, in dem der Brenner platziert ist und einen zweiten, axial entfernten Bereich, in dem sich die Abgasöffnung befindet. Auf diese Weise treten die Abgase radial aus dem Brennerbereich aus, folgen dann einem axialen Pfad in einen schichtähnlichen Bereich, der zwischen der Außenseite der äußeren Wendel und der Innenseite der Wärmetauscherschale liegt, und strömen schließlich einen radialen Pfad entlang in den zweiten Bereich, bevor sie über die Abgasöffnung ausströmen. Vorteilhaft ist bei dieser Ausführung der durch die Umlenkplatte erhaltene Ablenkpfad, welcher einen doppelten Wärmeaustausch gewährleistet.

[0015] In einer weiteren vorteilhaften Ausführung, hat ein axial ausgerichteter Kamm Halterungen zur Abstützung der inneren Wendel. Der Kamm ist zwischen der inneren und äußeren Wendel angeordnet und hält die Spalten zwischen den Windungen der inneren Wendel auf gewünschter Distanz. Der Kamm bildet daher eine Vorlage, welche eine thermisch bedingte axiale Verformung der inneren Wendel begrenzt.

[0016] Der Kamm kann auch Halterungen für die äußere Wendel aufweisen, wodurch diese in Bezug auf die innere Wendel mit einem axialen Versatz von einem halben Wendelabstand und einer gewünschten radialen Distanz angeordnet werden kann. Der Kamm kann auch auf der radial äußeren Seite der äußeren Wendel angebracht werden, um diese Abzustützen und dessen Abstände zu definieren.

[0017] Neben einer Vorrichtung bezieht sich die Erfindung auch auf ein Verfahren zur Fertigung eines Wärmetauschers nach Anspruch 1 wobei:

- der Wärmetauscher, wie besagt, zwei separate

schraubenlinienförmig aufgewickelte innere und äußere Wendeln enthält,

- die beiden Wendeln gegenseitig unter Einhaltung des besagten Versatzes von $P / 2$ positioniert sind und dies durch die Einführung der inneren Wendel in einen von der äußeren Wendel begrenzten Raum gewährleistet wird, während die Einführung anhand einer translatorischen Bewegung in eine Richtung erfolgt, die axial zu den Windungen ist, und

- die beiden Wendeln miteinander verbunden sind.

[0018] Da die weiter oben beschriebenen Durchmesser der inneren und äußeren Wendel einen Einbau der inneren Wendel durch eine axiale Translation nicht gestatten, muss um die besagte axiale Translation zu ermöglichen, ein Drehmoment auf die innere Wendel ausgeübt werden, so dass sich ihr Außendurchmesser verkleinert. In diesem belasteten Zustand können Clips bzw. Klammern angebracht werden, die das Drehmoment während der Montage aufrechterhalten. Dadurch wird dieser Fertigungsschritt bei der Herstellung des Wärmetauschers wesentlich vereinfacht. Nach erfolgter Einführung wird die innere Wendel entlastet, indem die Clips entfernt werden.

[0019] Als weitere Alternative zur Ermöglichung der besagten axialen Translation, wird ein Drehmoment auf die äußere Wendel ausgeübt, um ihren Innendurchmesser zu vergrößern. Die äußere Wendel wird nach der besagten Translation der inneren Wendel wieder entlastet.

[0020] Alternativ, jedoch nicht erfindungsgemäß, kann die translatorische von einer schraubenden bzw. drehenden Bewegung begleitet werden. Der Vorgang ähnelt dem Anziehen einer Schraube, dessen Außengewinde sich mit dem Innengewinde einer Bohrung paart.

[0021] Aufgabe der vorliegenden Erfindung ist es, den Wirkungsgrad beim Wärmeaustausch in Heizgeräten, insbesondere gasbefeuerter Brennwertgeräten, durch einen geeigneten Wärmetauscher zu erhöhen, der kostengünstig ist und sich durch ein einfaches Fertigungsverfahren auszeichnet.

[0022] Erfindungsgemäß ist obige Aufgabe durch die Merkmale des Anspruchs 1 und des Anspruchs 11 gelöst.

[0023] Weitere vorteilhafte Ausgestaltungen ergeben sich aus den Unteransprüchen und der folgenden Beschreibung eines Ausführungsbeispiels einer Vorrichtung und eines Verfahrens zur Fertigung eines Wärmetauschers gemäß vorliegender Erfindung. In der Zeichnung zeigen:

Fig. 1: eine Prinzipskizze eines Heizkreislaufs mit einem Wärmetauscher

Fig. 2: eine perspektivische Darstellung des Wärmetauschers ohne Seitenwand

Fig. 3: einen Querschnitt durch den Wärmetauscher ohne Seitenwand

Fig. 4: einen kammartigen Abstandshalter zwischen zwei Wendeln im Querschnitt

Fig. 5: einen kammartigen Abstandshalter in der Draufsicht

Fig. 6: die Rückseite eines kammartigen Abstandshalters

Fig. 7: einen stegförmigen Abstandshalter

[0024] Die Ausführungsbeispiele gemäß der Figuren 1 und 4 bis 6 fallen nicht unter den Schutzbereich der Ansprüche.

[0025] Figur 1 stellt eine Prinzipskizze des Wärmetauschers im Querschnitt dar. Der Wärmetauscher wird von einem Gehäuse 1 begrenzt, dessen seitliche Wand 1C zylindrisch ist, eine vorgegebene axiale Länge hat und vorzugsweise radialsymmetrisch zu einer vertikalen Mittelachse 9 ist, wobei sich axial gegenüberliegende Wasserzulaufleitungen 5 und Wasserauslassleitungen 6 mit zwei oben bzw. unten sich ebenfalls gegenüberliegenden abdichtenden Wänden 1A, 1B, in der vorliegenden Ausführung sind es Platten, verbunden sind.

[0026] Im Gehäuse 1 ist ein Brenner 3 angeordnet, der das in den Wärmetauscherrohren fließende Wasser erwärmt. Die Rohre sind vorzugsweise aus rostfreiem Stahl gefertigt und zu Wendeln mit spiralförmigen Windungen verarbeitet. Der Wärmetauscher enthält mindestens zwei solcher Wendeln 20, 30, die koaxial angeordnet sind und sich radial überlappen. Die Wendeldurchmesser haben dabei die Werte D1 bzw. D2, wobei D2 größer als D1 ist.

[0027] Die axiale Länge der Wendeln 20, 30 ist geradezu gleich und entspricht der Länge des Gehäuses 1. Die Windungen einer äußeren Wendel 30, deren durchschnittlicher Krümmungsradius $R2 = D2 / 2$ beträgt, begrenzen ein inneres Volumen, das die Windungen einer inneren Wendel 20 aufnimmt, dessen Windungs- oder Krümmungsradius $R1 = D1/2$ beträgt und demnach kleiner als R2 ist. Der Wendelabstand hat für beide Wendeln 20, 30 denselben Wert P. Aufgrund eines axialen Versatzes der Wendeln 20 und 30 um $P/2$, berührt eine radiale Ebene X - X sowohl den Mittelpunkt einer inneren Wendelwindung, als auch den Mittelpunkt der gegenüberliegenden äußeren Wendelwindung.

[0028] Die innere Wendel 20 schließt ein annähernd zylindrisches Volumen ein, welches durch eine Umlenkplatte 19 axial in zwei Teilvolumina geteilt wird. Diese Umlenkplatte 19 ist in einer radialen Ebene, vorzugsweise axial mittig im Gehäuse 1, angeordnet und grenzt ein erstes inneres oberes Volumen 10, in dem sich der Brenner 3 befindet, sowie ein zweites inneres unteres Volumen 15, das mit einer Abgasleitung 4 verbunden ist, voneinander ab.

[0029] Die Windungen der inneren Wendel 20 werden über U-förmige Klammern 23 und die Windungen der äußeren Wendel 30 über eine kammartige Halterung 33 auf definiertem Abstand gehalten.

[0030] Der Wärmetauscher ist in einen Heizkreis eingebunden, in dem eine Pumpe 50 über die Wasserzulaufleitungen 5 an die Wassereinlässe 21 und 31 der beiden Wendeln 20, 30 angeschlossen ist. Im oberen Bereich sind die Wasserauslässe 22 und 32 an die Wasserauslassleitungen 6 angebunden, welche wiederum an ein Verbrauchergerät, wie beispielsweise einen Radiator 7, angeschlossen sind. Der hydraulische Heizkreis zur Pumpe 50 wird über eine Rückkopplung mit einer Rücklaufleitung 8 geschlossen.

[0031] Die Offenbarung der Erfindung, welche sich auf die Struktur und den Betrieb des Gerätes bezieht, erfolgt für eine Betriebsposition, in der die Achse des Gerätes vertikal angeordnet ist. Jedoch findet die vorliegende Offenbarung ebenfalls Anwendung auf eine hiervon abweichende Achsausrichtung mit den entsprechenden Umstellungen der jeweiligen Komponenten.

[0032] Der Brenner 3 wird über eine Gasleitung 2 von einer externen Gasquelle 40 versorgt. Im unteren Teil des Gehäuses 1 befindet sich eine Abgasleitung 4, über welche die an den Wärmetauscherrohren erkalteten Abgase abgeführt werden. Der Gasstrom wird vorzugsweise von einem Gebläse unterstützt, das nicht abgebildet ist.

[0033] Die Wendeln 20 und 30 sind parallel miteinander verbunden. Bei einem parallelen Betrieb werden die beiden Wendeln 20, 30 in derselben Richtung von der zu erwärmenden Flüssigkeit durchströmt. Folglich wird die innere 20 und die äußere 30 Wendel über ihren jeweiligen Wassereinlass 21, 31 durch die entsprechende Wasserzulaufleitung 5 gespeist. Bei einem Parallelbetrieb passiert die Flüssigkeit in der inneren 20 und der äußeren 30 Wendel zunächst einen kälteren 15, dann einen wärmeren 10 Bereich und erfährt auf diese Weise eine allmähliche Erwärmung, wobei die innere Wendel 20 im unteren Bereich 15 zunächst kälteres, im oberen Bereich 10 aber wärmeres Wasser führt als die äußere Wendel 30. Die Abgase geben einen Teil ihrer thermischen Energie beim Wärmeaustausch im oberen Bereich 10 ab, bevor sie in den unteren Bereich 15 gelangen. Da in den letztgenannten Bereich 15 kalte Flüssigkeit eingespeist wird und ein Temperaturgefälle vom Abgas zur Flüssigkeit existiert, erfolgt auch in diesem Bereich 15 ein Wärmeaustausch. Vorteilhaft ist die hierdurch erhaltene höhere Energieausbeute und ein größerer Wirkungsgrad als bei einem Betrieb, bei dem die Flüssigkeit von einem wärmeren 10 in einen kälteren 15 Bereich geleitet wird. Nachteilig ist bei der parallelen Durchströmung der beiden Wendeln 20, 30, dass mögliche Schmutzablagerungen vor allem in den Rohren der äußeren Wendel 30, welche für eine zusätzliche Energieausbeute verantwortlich sind, zu einer Minderung des Wirkungsgrades führen.

[0034] Alternativ können die Wendeln 20, 30 seriell

miteinander verbunden werden. Bei einem seriellen Betrieb werden die beiden Wendeln 20, 30 in entgegengesetzten Richtungen von der zu erwärmenden Flüssigkeit durchströmt. Hierbei kann die Kopplung der Wendeln 20, 30 auf zwei Arten erfolgen.

[0035] Im ersten Fall kann der Rücklauf über den Wassereinlass 21 der inneren Wendel 20 erfolgen. Die kalte Flüssigkeit trifft im unteren Bereich 15 auf die kältesten Abgase. Durch den stattfindenden Wärmeaustausch wird den kalten Abgasen thermische Energie entzogen, was zu einer vermehrten Kondensatbildung in diesem Abschnitt führt. Vorgewärmt gelangt die Flüssigkeit in den wärmsten Bereich 10, in dem, neben den heißesten Abgasen auch die direkte Wärmestrahlung des Brenners 3 das Wasser erhitzt. Anschließend wird das Wasser über die beiden oberen miteinander verbundenen Wasserauslässe 22, 32 in die äußere Wendel 30 geleitet, wo es weiter erwärmt wird und schließlich als Vorlauf aus dessen Wassereinlass 31 austritt. Nachteilig bei dieser Konstellation ist die relativ geringe Energieausbeute aufgrund des recht kurzen Vorwärmbereichs der inneren Wendel 20 im unteren Bereich 15.

[0036] Der Rücklauf kann im zweiten Fall über das untere Ende 31 der äußeren Wendel 30 erfolgen. Die kalte Flüssigkeit trifft auf die bereits abgekühlten Abgase im unteren Bereich 15 und wird vorgewärmt. Schließlich erfolgt eine weitere Vorwärmung im oberen Bereich 10 anhand der dort befindlichen heißeren Abgase. Das Wasser gelangt über die oberen miteinander verbundenen Wasserauslässe 22, 32 in die innere Wendel 20 und wird in dem wärmsten Bereich 10, in dem, neben den heißesten Abgasen auch die direkte Wärmestrahlung des Brenners 3 auf die Windungen der inneren Wendel 20 trifft, erhitzt. Im unteren Bereich 15 wird den kältesten Abgasen schließlich keine oder kaum noch Wärmeenergie entzogen, da das in der inneren Wendel 20 befindliche Wasser wesentlich wärmer als die in diesem Abschnitt befindlichen Abgase ist, was zu einer Verringerung der Ausbeute in diesem Bereich 15 führt. Die Kondensatbildung fällt bei dieser Anordnung relativ gering aus. Über den Wassereinlass 21 der inneren Wendel 20 tritt das Wasser schließlich als Vorlauf aus. Aufgrund des ausgedehnten Vorwärmbereichs, der sich praktisch über die gesamte Länge der äußeren Wendel 30 erstreckt, kann die thermische Energieausbeute erhöht werden.

[0037] Unabhängig davon, ob die Wendeln 20, 30 parallel oder seriell betrieben werden, findet beim Wärmetauscher aufgrund einer radialen Abgasdurchströmung der Wendeln 20, 30, ihrer vorteilhaften Anordnung und einer radial angeordneten Umlenkplatte 19, stets ein Wärmeaustausch an der inneren 20 und der äußeren 30 Wendel sowohl im oberen Bereich 10, als auch im unteren Bereich 15 statt. Dies hat gegenüber bekannten einstufigen oder aber mehrstufig aufgebauten Wärmetauschern, die keinen gegenseitigen axialen Versatz aufweisen, den Vorteil einer höheren Energieausbeute und eines größeren Wirkungsgrades.

[0038] Der radiale Pfeil F0 stellt den Pfad eines Fluss-

ses heißer Abgase dar, die den Brenner 3 verlassen, wobei der besagte Fluss F0 von der Mittelachse 9 zur äußeren Wendel 30 gerichtet ist. Der Fluss F0 passiert eine erste Lücke bzw. einen ersten Spalt E1 kalibrierter Höhe zwischen den Windungen der inneren Wendel 20. Die axiale Höhe stimmt dabei mit dem Differenzbetrag überein, der sich aus dem Wendelabstand P und einem Durchmesserwert d1, den man aus dem Querschnitt des Rohres der inneren Wendel 20 erhält, ergibt. Der erste Spalt E1 beträgt im vorliegenden Ausführungsbeispiel 0,9 mm bei einem Rohrdurchmesser d1 der inneren Wendel 20 von 14 mm und daher bei einem Wendelabstand P von 14,9 mm, wobei der Wendeldurchmesser D1 der inneren Wendel 20 ungefähr 20 cm beträgt.

[0039] Der Fluss F0, der das von der inneren Wendel 20 begrenzte innere obere Volumen 10 radial nach außen verlässt, erreicht, nachdem er zunächst axial verengt worden ist, eine Position, die auf der selben Höhe liegt wie die Mittelpunkte C1 der Rohrquerschnitte der inneren Wendel 20. Seinem radialen Pfad jenseits des ersten Spalts E1 folgend, breitet sich der Fluss F0 axial in einen inneren zylindrischen Zwischenraum 11 aus, welcher von den Wendeln 20 und 30 begrenzt wird. Der Fluss F0 trifft anschließend auf eine Windung der äußeren Wendel 30 auf. Wegen des Versatzes um einen halben Wendelabstand ($P / 2$) zwischen den Wendeln 20 und 30, spaltet sich der Fluss F0 in praktisch zwei gleiche Teilflüsse F1, F2 und strömt über beide Seiten der aufgetroffenen Windung der äußeren Wendel 30. Die Teilflüsse F1, F2 passieren jeweils einen weiteren Spalt E2, welche axial von je zwei Windungen der äußeren Wendel 30 begrenzt werden. Die Teilflüsse F1 und F2 treffen dann radial auf die zylindrische Wand des Gehäuses 1.

[0040] Die Flüsse F1 und F2 strömen anschließend in einem äußeren zylindrischen Zwischenraum 12 axial zum Boden. Im Zwischenraum 12, der durch die innere Oberfläche der zylindrischen Gehäusewand 1 und der äußeren Wendel 30 begrenzt wird, laufen sämtliche, den Flüssen F1 und F2 entsprechende, Teilflüsse zusammen, bis sie axial die Höhe der Umlenkplatte 19 erreichen.

[0041] Axial unterhalb der Umlenkplatte 19 geht der äußere zylindrische Zwischenraum 12 in ein Volumen 13 über, aus dem Flüsse, wie durch Pfeil F10 dargestellt, radial in Richtung zur Mittelachse 9 strömen. Die Flüsse passieren die Lücken E2 und spalten sich im Zwischenraum 14, der analog zum Zwischenraum 11 ist, in zwei praktisch gleiche Teilflüsse F11 und F12 auf, die durch die entsprechenden Spalten E1 strömen, wobei die Flussrichtung gegenüber der Richtung der Flüsse F1, F2 entgegengesetzt ist. Auf eine erneute detaillierte Beschreibung wird an dieser Stelle verzichtet.

[0042] Die Umlenkplatte 19, welche das Volumen 10 vom Volumen 15 abgrenzt, lenkt den Abgasfluss radial in Richtung der zylindrischen äußeren Volumina 12, 13 ab und bildet damit zwei kaskadenartige Wärmetauscherstufen. Im Allgemeinen kann der Einbau einer ungeraden oder geraden Zahl solcher Trennplatten 19 in

Erwägung gezogen werden. Dabei kann eine direkte Verbindung zwischen dem zylindrischen äußeren Volumen 13 und der Abgasleitung 4 hergestellt werden, indem die unteren Windungen der Wendeln 20, 30 auf Höhe der Wassereinlässe 21 und 31 weggelassen werden.

[0043] Für einen gegebenen Rohrdurchmesser d_1 der inneren Wendel 20 und einen axialen Spalt E1 zwischen dessen Windungen, kann der Wendelabstand P bestimmt werden. Der Rohrdurchmesser d_2 der äußeren Wendel 30 kann dabei kleiner, gleich oder aber größer als der Durchmesserwert d_1 der inneren Wendel 20 sein. Mit anderen Worten kann der zweite Spalt E2 einen Wert aufweisen, der mit dem des ersten Spalts E1 identisch ist oder auch nicht. Zusätzlich kann ein Differenzwert für die durchschnittlichen Krümmungs- bzw. Wendelradien R1 und R2 aus einem vordefinierten Bereich ausgewählt werden. Die Wahl der Dimensionen bestimmt einen zusammengesetzten Spalt E3, einen Spalt also, der den schrägen Abstand beider Wendeln 20, 30 wiedergibt.

[0044] Eine interessante Ausführung erhält man bei der Wahl etwa gleicher Werte für den ersten Spalt E1 und den zusammengesetzten Spalt E3 von beispielsweise 0,9 mm, sowie ungefähr gleicher Werte für die Rohrdurchmesser d_1 und d_2 . Für den zweiten Spalt E2 kann ebenfalls ein Abstandswert von 0,9 mm gewählt werden.

[0045] Ein innerer Abstandshalter hat die Form einer U-förmigen Klammer 23, der ähnlich einem Clip an die Rohre der inneren Wendel 20 befestigt wird. Im Querschnitt erstreckt sich die U-förmige Klammer 23 vorzugsweise bis zu den Rohrmittelpunkten C1, um eine bessere Haftung an den Rohrabschnitten zu gewährleisten. Der Durchmesser des Drahtes, aus dem die Klammer 23 gefertigt wurde, definiert den Spalt E1. Die U-förmige Klammer 23 wird vorteilhafterweise zwischen der äußeren 30 und der inneren 20 Wendel angebracht, so dass neben den Spalten E1 zusätzlich die schrägen Spalten E3 über den Drahtdurchmesser definiert werden. Durch Anbringung der U-förmigen Klammern 23 an die Rohre der äußeren Wendel 30, kann auch dessen Wendelabstand P auf Maß gehalten werden.

[0046] In Figur 4 ist eine andere zwischen den Wendeln 20, 30 befindliche kammartige Halterung 36 abgebildet. Die kammartige Halterung 36 weist Arme 34 auf, welche die Rohre der inneren Wendel 20 abstützen. Die Höhe der Arme 34 definiert den axialen Spalt E1 zwischen zwei Windungen der inneren Wendel 20. Auf der radial äußeren Seite, der Rückseite also, weist die kammartige Halterung 36 vorzugsweise eine V-Form auf, wobei der axiale Abstand von den V-Spitzen zu den benachbarten Armen 34 einen halben Wendelabstand $P/2$ beträgt. Die Halterung 36 kann als eine sich in axialer Richtung zu den Wendeln 20, 30 ausbreitende Kette von Vs mit einem Öffnungswinkel von 120 Grad aufgefasst werden. Im Querschnitt bilden dabei jeweils drei benachbarte Windungen ein gleichseitiges Dreieck. Aufgrund der Abmessungen und der Keilwirkung der V-Form wird neben den Spalten E1, der gegenseitige Achsversatz beider Wendeln 20, 30 und damit die Spalten E2 kalibriert.

Darüber hinaus definiert die Halterung 36 über ihr Profil und ihre Breite den schrägen Spalt E3 zwischen den Wendeln 20, 30.

[0047] Die Arme 34 der kammartigen Halterung 36 erstrecken sich vorzugsweise mindestens bis zu den Mittelpunkten C1, C2 der Wendelrohre. Weiterhin können durch Einkerbungen auf den offenen Seiten der Arme 34 Federn 35 geschaffen werden, welche die Rohre zwischen zwei Arme 34 einspannen.

[0048] Die kammartige Halterung 36 wird aus einem rechteckigen Stück Blech gefertigt. Dieses Blech wird zunächst mit Kerben versehen, welche die späteren Federn 35 darstellen. Anschließend werden die Arme 34 ausgestanzt, die einen Winkel von etwa 90° zum ursprünglichen Blech aufweisen. In einem anschließenden Arbeitsschritt wird das Hauptstück in die besagte V-Form gepresst (Fig. 4-6).

[0049] Die kammartige Halterung 36 wird in die zwischen den Wendeln 20, 30 befindlichen Räume 11, 14 durchgeschlängelt, wobei eine optionale elastische Deformation der Halterung 36 und/oder der Wendeln 20, 30 das Einführen erleichtert. Auch ist der Einsatz der Halterung 36 im Bereich der äußeren Wendel 30, wie in Fig. 1 dargestellt, möglich. Eine Kombination der zuvor beschriebenen U-förmigen Klammer 23 und der kammartigen Halterung 36 ist ebenfalls denkbar. So kann zum Beispiel die kammartige Halterung 36 zwischen die beiden Wendeln 20, 30 eingebracht werden, während auf der radial äußeren Seite der äußeren Wendel 30 platzierte U-förmige Klammern 23 die Spalten E2 zusätzlich auf Maß halten.

[0050] Die Figuren 2 und 3 zeigen das Gehäuse 1 mit den gegenüberliegenden Wänden 1A und 1B ohne die seitliche Wand 1C. Dazwischen sind die Wendeln 20, 30 eingespannt und durch stegförmige Abstandshalter 41 derart fixiert, dass ein konstanter Spalt zwischen den Wendelgängen besteht. Die Abstandshalter 41 haben dabei eine stiftförmige Struktur mit Einkerbungen 42 im oberen und unteren Randbereich (Fig. 7). Die Wendeln 20, 30 werden über mindestens zwei Wände 1A, 1B axial eingespannt. Diese Spannung wird aufrechterhalten, indem mindestens zwei stegförmige Abstandshalter 41 an die Wände angebracht werden, so dass deren Einkerbungen an den Wänden 1A, 1B einrasten und dadurch deren Entlastung vermeiden. Die Länge der Abstandshalter 41 bestimmt dabei den Abstand der axial gegenüberliegenden Wände 1A und 1B. Subtrahiert man nun von diesem Gesamtabstand die Höhe der Wände 1A und 1B, erhält man die Länge der Wendeln 20, 30. Um die Spalten E1 bzw. E2 zu errechnen, muss zunächst die Differenz aus der Wendellänge und der mit dem Rohrdurchmesser d_1 bzw. d_2 multiplizierten Anzahl der Windungen ermittelt werden. Der resultierende Betrag wird schließlich durch die Anzahl der Spalten geteilt. Das Ergebnis ist die Größe des Spalts E1 bzw. E2. Die zuvor erwähnten Vorrichtungen 23 und 36 können in Kombination zu den stegförmigen Abstandhaltern 41 Anwendung finden.

[0051] Da der Innendurchmesser der äußeren Wendel 30 kleiner als der Außendurchmesser der inneren Wendel 20 ist, kann die Einführung der inneren 20 in die äußere 30 Wendel durch eine axial gerichtete translatorische Bewegung nicht ausgeführt werden. Es bestehen folglich die nachstehenden drei Möglichkeiten, die eine Montage der Wendeln 20, 30 gestatten:

- Zum einen kann ein Drehmoment, vorzugsweise im Bereich des Wasserein- (21) sowie Wasserauslasses (22), auf die innere Wendel 20 ausgeübt werden, die eine Verkleinerung seines Außendurchmessers zur Folge hat. Clips oder Klammern, die im Bereich des Wasserein- (21) und Wasserauslasses (22) angebracht werden, halten die bestehende Spannung während des Montageprozesses aufrecht. Natürlich kann die Einführung durch eine entgegengesetzt gerichtete axiale Translation beider Wendeln 20, 30, oder einer axialen Translation der inneren 20/äußeren 30 Wendel bei ruhender äußerer 30/innerer 20 Wendel erfolgen. Nach erfolgter Montage werden die Clips entfernt und die innere Wendel 20 entlastet, die schließlich ihre ursprüngliche Form einnimmt.
- Zum anderen kann ein Drehmoment, vorzugsweise im Bereich des Wasserein- (31) sowie Wasserauslasses (32), auf die äußere Wendel 30 ausgeübt werden, die eine Vergrößerung seines Innendurchmessers zur Folge hat. Clips oder Klammern, die im Bereich des Wasserein- (31) und Wasserauslasses (32) angebracht werden, halten die bestehende Spannung während des Montageprozesses aufrecht. Natürlich kann die Einführung durch eine entgegengesetzt gerichtete axiale Translation beider Wendeln 20, 30, oder einer axialen Translation der inneren 20/äußeren 30 Wendel bei ruhender äußerer 30/innerer 20 Wendel erfolgen. Nach erfolgter Montage werden die Clips entfernt und die äußere Wendel 30 entlastet, die schließlich ihre ursprüngliche Form einnimmt.
- Ferner kann die Montage der Wendeln (20, 30) durch eine entgegengesetzt gerichtete Schraubbewegung beider Wendeln (20, 30) oder aber eine schraubende Drehbewegung der inneren 20/äußeren 30 Wendel bei ruhender äußerer 30/innerer 20 Wendel erfolgen. Die Wendelgänge verhalten sich wie paarende Gewindegänge eines Innengewindes einer Bohrung und eines Außengewindes einer Schraube. Dieses dritte Montageverfahren ist jedoch aus dem Stand der Technik bekannt.

Bezugszeichenliste

[0052]

1 Gehäuse
1A Deckenwand

1 B	Bodenwand
1C	seitliche Wand
2	Gasleitung
3	Brenner
5 4	Abgasleitung
5	Wasserzulaufleitung
6	Wasserauslassleitung
7	Radiator
8	Rücklaufleitung
10 9	Mittelachse
10	inneres oberes Volumen
11	Raum zwischen innerer und äußerer Wendel im oberen Volumen
12	zylindrischer Zwischenraum im oberen äußeren Volumen
15 13	zylindrischer Zwischenraum im unteren äußeren Volumen
14	Raum zwischen innerer und äußerer Wendel im unteren Volumen
20 15	inneres unteres Volumen
19	Umlenkplatte
20	innere Wendel
21	Wassereinlass der inneren Wendel
22	Wasserauslass der inneren Wendel
25 23	U-förmige Klammer
30	äußere Wendel
31	Wassereinlass der äußeren Wendel
32	Wasserauslass der äußeren Wendel
33	kammartige Halterung
30 34	Arm
35	Feder
36	kammartige Halterung
40	externe Gasquelle
41	stegförmiger Abstandshalter
35 42	Einkerbung
50	Pumpe
C1	Mittelpunkt der inneren Wendelrohre
C2	Mittelpunkt der äußeren Wendelrohre
d1	Durchmesser der inneren Wendelrohre
40 d2	Durchmesser der äußeren Wendelrohre
D1	Durchmesser der inneren Wendel
D2	Durchmesser der äußeren Wendel
E1	axialer Spalt zwischen den Windungen der inneren Wendel
45 E2	axialer Spalt zwischen den Windungen der äußeren Wendel
E3	schräger Spalt zwischen innerer und äußerer Wendel
F0	von der Mittelachse radial weg weisender Gasfluss im Bereich der inneren Wendel
50 F1	von der Mittelachse radial weg weisender Teilfluss im Bereich der äußeren Wendel
F2	weiterer von der Mittelachse radial weg weisender Teilfluss im Bereich der äußeren Wendel
55 F10	radial zur Mittelachse weisender Gasfluss im Bereich der äußeren Wendel
F11	radial zur Mittelachse weisender Teilfluss im Bereich der inneren Wendel

- F12 weiterer radial zur Mittelachse weisender Teilfluss im Bereich der inneren Wendel
 P Wendelabstand
 R1 Radius der inneren Wendel
 R2 Radius der äußeren Wendel

5

Patentansprüche

1. Wärmetauscher zur Übertragung der thermischen Energie eines Gases auf mindestens zwei flüssigkeitsdurchströmte Wendeln (20, 30) aus wärmeleitendem Material, welche über gleichen Wendelabstand (P) verfügen, wobei die Wendeln (20, 30) radial durchströmbar sowie koaxial und radial überlappend angeordnet sind, und in radialer Richtung der Zwischenraum zwischen zwei Windungen einer Wendel (20, 30) durch mindestens eine andere Wendel (20, 30) abgedeckt wird **dadurch gekennzeichnet, dass** die Wendeln (20, 30) mittels mindestens zweier Wände (1A, 1 B) axial eingespannt sind und mindestens zwei stegförmige Abstandshalter (41) den axialen Abstand zwischen den Wänden (1A, 1 B) und den Spalt (E1, E2) zwischen den Wendelgängen der Wendeln (20, 30) konstant halten. 10
2. Wärmetauscher nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** zwei benachbarte Wendeln (20, 30) axial um einen halben Wendelabstand (P/2) versetzt angeordnet sind. 15
3. Wärmetauscher nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Wendeln (20, 30) als Spiralwendeln mit in axialer Richtung stetig sich vergrößerndem beziehungsweise verkleinerndem Wendeldurchmesser geformt sind. 20
4. Wärmetauscher nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Wendeln (20, 30) als Spiralwendeln mit in axialer Richtung alternierenden Wendeldurchmessern geformt sind. 25
5. Wärmetauscher nach einem der Ansprüche 1 bis 4, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Spalt zwischen zwei Wendelgängen der innersten Wendel (20) größer als der Spalt zwischen zwei Wendelgängen der mindestens einen äußeren Wendel (30) ist. 30
6. Wärmetauscher nach einem der Ansprüche 1 bis 5, **dadurch gekennzeichnet, dass** die mindestens zwei Wendeln (20, 30) parallel geschaltet sind. 35
7. Wärmetauscher nach einem der Ansprüche 1 bis 5, **dadurch gekennzeichnet, dass** die mindestens zwei Wendeln (20, 30) seriell hintereinander geschaltet sind. 40
8. Wärmetauscher nach einem der Ansprüche 1 bis 7, 45

dadurch gekennzeichnet, dass eine Umlenkplatte (19) in einer radialen Ebene angeordnet ist und den Innenraum der innersten Wendel (20) axial in ein erstes Volumen (10), in dem sich eine Wärmequelle (3) befindet und ein zweites, axial versetztes Volumen (15), welches mit einem Abgasaustritt (4) verbunden ist, teilt.

9. Wärmetauscher nach einem der Ansprüche 1 bis 8, **dadurch gekennzeichnet, dass** mindestens eine, vorzugsweise mehrere über den Umfang verteilte kammartige Halterungen (33, 36) den Spalt (E1, E2) zwischen zwei Wendelgängen mindestens einer Wendel (20, 30) konstant halten. 50
10. Wärmetauscher nach einem der Ansprüche 1 bis 9, **dadurch gekennzeichnet, dass** mindestens eine, vorzugsweise mehrere über den Umfang verteilte U-förmige Klammern (23) den Spalt (E1, E2) zwischen zwei Wendelgängen mindestens einer Wendel (20, 30) konstant halten. 55
11. Verfahren zur Herstellung eines Wärmetauschers zur Übertragung der thermischen Energie eines Gases auf mindestens zwei flüssigkeitsdurchströmte Wendeln (20, 30) aus wärmeleitendem Material, welche über gleichen Wendelabstand (P) verfügen, wobei die Wendeln (20, 30) radial durchströmbar sowie koaxial und radial überlappend angeordnet sind, und in radialer Richtung der Zwischenraum zwischen zwei Windungen einer Wendel (20, 30) durch mindestens eine andere Wendel (20, 30) abgedeckt wird, wobei die Wendeln (20, 30) mittels mindestens zweier Wände (1A, 1 B) axial eingespannt sind und mindestens zwei stegförmige Abstandshalter (41) den axialen Abstand zwischen den Wänden (1A, 1 B) und den Spalt (E1, E2) zwischen den Wendelgängen der Wendeln (20, 30) konstant halten, **dadurch gekennzeichnet, dass** durch Ausüben eines Drehmomentes auf mindestens eine der Wendeln (20, 30), der Außendurchmesser der inneren Wendel (20) verkleinert und/oder der Innendurchmesser der äußeren Wendel (30) vergrößert wird und anschließend durch eine axial gerichtete translatorische Bewegung mindestens einer Wendel (20, 30), bei ruhender oder entgegengesetzt gerichteter axialer Translation mindestens einer anderen Wendel (20, 30), die Wendeln (20, 30) ineinander eingeführt werden, die Wendeln (20, 30) über die Wände (1A, 1B) eingespannt werden und mindestens zwei stegförmige Abstandshalter (41) an den Wänden (1A, 1B) angebracht werden. 60

Claims

1. Heat exchanger to transfer the thermal energy of a

- gas to at least two coils (20, 30) that are flown through by liquid, made from heat-conducting material, which have the same coil distance (P), wherein the coils (20, 30) are arranged to be able to be flown through radially as well as to overlap coaxially and radially, and the intermediate space between two windings of a coil (20, 30) is covered in the radial direction by at least one other coil (20, 30) **characterised in that**, the coils (20, 30) are clamped axially by means of at least two walls (1A, 1 B) and at least two bar-shaped spacers (41) keep the axial distance between the walls (1A, 1 B) and the gap (E1, E2) between the coil paths of the coils (20, 30) constant.
2. Heat exchanger according to claim 1, **characterised in that**, two adjacent coils (20, 30) are arranged to be offset axially around a half coil distance (P/2).
 3. Heat exchanger according to claim 1 or 2, **characterised in that**, the coils (20, 30) are formed as spiral coils having a coil diameter which constantly increases or decreases in the axial direction.
 4. Heat exchanger according to claim 1 or 2, **characterised in that**, the coils (20, 30) are formed as spiral coils having coil diameters which alternate in axial direction.
 5. Heat exchanger according to one of claims 1 to 4, **characterised in that**, the gap between two coil paths of the innermost coil (20) is larger than the gap between the two coil paths of the at least one outer coil (30).
 6. Heat exchanger according to one of claims 1 to 5, **characterised in that**, the at least two coils (20, 30) are connected in parallel.
 7. Heat exchanger according to one of claims 1 to 5, **characterised in that**, the at least two coils (20, 30) are connected in series behind one another.
 8. Heat exchanger according to one of claims 1 to 7, **characterised in that**, a baffle plate (19) is arranged in a radial plane and the interior of the innermost coil (20) axially divides into a first volume (10), in which a heat source (3) is located and a second, axially-offset volume (15), which is connected to an exhaust outlet (4).
 9. Heat exchanger according to one of claims 1 to 8, **characterised in that**, at least one, preferably several comb-shaped brackets (33, 36) distributed over the periphery keep the gap (E1, E2) between two coil paths of at least one coil (20, 30) constant.
 10. Heat exchanger according to one of claims 1 to 9, **characterised in that**, at least one, preferably sev-

eral U-shaped brackets (23) distributed over the periphery keep the gap (E1, E2) between two coil paths of at least one coil (20, 30) constant.

- 5 11. Method for the production of a heat exchanger to transfer the thermal energy of a gas to at least two coils (20, 30) that are flown through by liquid, made from heat-conducting material, which have the same coil distance (P), wherein the coils (20, 30) are arranged to be able to be flown through radially as well as to overlap coaxially and radially, and the intermediate space between two windings of a coil (20, 30) is covered in the radial direction by at least one other coil (20, 30), wherein the coils (20, 30) are clamped axially by means of at least two walls (1A, 1 B) and at least two bar-shaped spacers (41) keep the axial distance between the walls (1A, 1B) and the gap (E1, E2) between the coil paths of the coils (20, 30) constant, **characterised in that**, by exerting torque on at least one of the coils (20, 30), the external diameter of the inner coil (20) is reduced and/or the internal diameter of the outer coil (30) is increased and subsequently the coils (20, 30) are inserted into one another by a translational movement of at least one coil (20, 30) that is directed axially, in the case of axial translation of at least one other coil (20, 30) that is inactive or is in the opposite direction, the coils (20, 30) are clamped via the walls (1A, 1 B) and at least two bar-shaped spacers (41) are attached to the walls (1 A, 1B).

Revendications

- 35 1. Échangeur de chaleur destiné à transmettre l'énergie thermique d'un gaz à au moins deux hélices (20, 30) traversées par un liquide grâce à un matériau conducteur, lesquelles disposent d'un écartement égal (P), les hélices (20, 30) étant disposées de façon à être traversées radialement et à se chevaucher coaxialement et radialement et, dans le sens radial de l'espace situé entre deux spires, une hélice (20, 30) est recouverte par au moins une autre hélice (20, 30), **caractérisé en ce que** les hélices (20, 30) sont enserrées axialement au moyen au moins de deux parois (1A, 1B) et **en ce que** au moins deux écarteurs en forme de barrette (41) maintiennent l'écartement axial entre les parois (1A, 1 B) et l'interstice (E1, E2) entre les passages des hélices (20, 30).
- 40 2. Échangeur de chaleur selon la revendication 1, **caractérisé en ce que** deux hélices adjacentes (20, 30) sont décalées axialement de la moitié de l'écartement (P/2).
- 45 3. Échangeur de chaleur selon la revendication 1 ou 2, **caractérisé en ce que** les hélices (20, 30) ont la forme d'hélices hélicoïdales avec, dans le sens axial,

- un diamètre d'hélice qui augmente ou rétrécit constamment.
4. Échangeur de chaleur selon la revendication 1 ou 2, **caractérisé en ce que** les hélices (20, 30) ont la forme d'hélices hélicoïdales avec, dans le sens axial, des diamètres alternés. 5
 5. Échangeur de chaleur selon l'une quelconque des revendications 1 à 4, **caractérisé en ce que** l'interstice entre deux passages d'hélices de l'hélice située la plus à l'intérieur (20) est supérieur à l'interstice entre les deux passages d'hélices d'une hélice au moins située à l'extérieur (30). 10
 6. Échangeur de chaleur selon l'une quelconque des revendications 1 à 5, **caractérisé en ce que** au moins les deux hélices (20, 30) sont montées parallèlement l'une à l'autre. 15
 7. Échangeur de chaleur selon l'une quelconque des revendications 1 à 5, **caractérisé en ce que** au moins les deux hélices (20, 30) sont reliées en série l'une après l'autre. 20
 8. Échangeur de chaleur selon l'une quelconque des revendications 1 à 7, **caractérisé en ce qu'un** déflecteur (19) est disposé sur un niveau radial et partage axialement l'espace intérieur de l'hélice la plus à l'intérieur (20) en un premier volume (10), dans lequel se trouve une source de chaleur (3), et en un deuxième volume (15) décalé axialement, lequel est relié par une sortie des gaz (4). 25
 9. Échangeur de chaleur selon l'une quelconque des revendications 1 à 8, **caractérisé en ce que** au moins un, et de préférence plusieurs supports (33, 36) en forme de peigne répartis sur la périphérie maintiennent l'interstice (E1, E2) entre deux passages d'hélices au moins d'une hélice (20, 30). 30
 10. Échangeur de chaleur selon l'une quelconque des revendications 1 à 9, **caractérisé en ce que** au moins une, et de préférence plusieurs attaches (23) en forme de U réparties sur la périphérie maintiennent l'interstice (E1, E2) entre deux passages d'hélices au moins d'une hélice (20, 30). 35
 11. Procédé de fabrication d'un échangeur de chaleur destiné à transmettre l'énergie thermique d'un gaz à au moins deux hélices (20, 30) traversées par un liquide grâce à un matériau conducteur, lesquelles disposent d'un écartement égal (P), les hélices (20, 30) étant disposées de façon à être traversées radialement et à se chevaucher coaxialement et radialement et, dans le sens radial de l'espace situé entre deux spires, une hélice (20, 30) est recouverte par au moins une autre hélice (20, 30), les hélices (20, 30) étant enserrées axialement au moyen au moins de deux parois (1A, 1B) et au moins deux écarteurs en forme de barrette (41) maintenant l'écartement axial entre les parois (1A, 1B) et l'interstice (E1, E2) entre les passages des hélices (20, 30), **caractérisé en ce que** le diamètre externe de l'hélice intérieure (20) diminue et/ou le diamètre interne de l'hélice extérieure (30) augmente, par l'exercice d'un couple sur au moins une des hélices (20, 30), et **en ce que** les hélices (20, 30) rentrent ensuite l'une dans l'autre par un mouvement de translation axial d'une hélice (20, 30) au moins, lors d'une translation axiale fixe ou opposée au moins d'une autre hélice (20, 30), les hélices (20, 30) sont enserrées entre les parois (1A, 1 B) et au moins deux écarteurs en forme de barrettes (41) sont disposés sur les parois (1A, 1 B). 40
 11. Procédé de fabrication d'un échangeur de chaleur destiné à transmettre l'énergie thermique d'un gaz à au moins deux hélices (20, 30) traversées par un liquide grâce à un matériau conducteur, lesquelles disposent d'un écartement égal (P), les hélices (20, 30) étant disposées de façon à être traversées radialement et à se chevaucher coaxialement et radialement et, dans le sens radial de l'espace situé entre deux spires, une hélice (20, 30) est recouverte par au moins une autre hélice (20, 30), les hélices (20, 30) étant enserrées axialement au moyen au moins de deux parois (1A, 1B) et au moins deux écarteurs en forme de barrette (41) maintenant l'écartement axial entre les parois (1A, 1B) et l'interstice (E1, E2) entre les passages des hélices (20, 30), **caractérisé en ce que** le diamètre externe de l'hélice intérieure (20) diminue et/ou le diamètre interne de l'hélice extérieure (30) augmente, par l'exercice d'un couple sur au moins une des hélices (20, 30), et **en ce que** les hélices (20, 30) rentrent ensuite l'une dans l'autre par un mouvement de translation axial d'une hélice (20, 30) au moins, lors d'une translation axiale fixe ou opposée au moins d'une autre hélice (20, 30), les hélices (20, 30) sont enserrées entre les parois (1A, 1 B) et au moins deux écarteurs en forme de barrettes (41) sont disposés sur les parois (1A, 1 B). 45
 11. Procédé de fabrication d'un échangeur de chaleur destiné à transmettre l'énergie thermique d'un gaz à au moins deux hélices (20, 30) traversées par un liquide grâce à un matériau conducteur, lesquelles disposent d'un écartement égal (P), les hélices (20, 30) étant disposées de façon à être traversées radialement et à se chevaucher coaxialement et radialement et, dans le sens radial de l'espace situé entre deux spires, une hélice (20, 30) est recouverte par au moins une autre hélice (20, 30), les hélices (20, 30) étant enserrées axialement au moyen au moins de deux parois (1A, 1B) et au moins deux écarteurs en forme de barrette (41) maintenant l'écartement axial entre les parois (1A, 1B) et l'interstice (E1, E2) entre les passages des hélices (20, 30), **caractérisé en ce que** le diamètre externe de l'hélice intérieure (20) diminue et/ou le diamètre interne de l'hélice extérieure (30) augmente, par l'exercice d'un couple sur au moins une des hélices (20, 30), et **en ce que** les hélices (20, 30) rentrent ensuite l'une dans l'autre par un mouvement de translation axial d'une hélice (20, 30) au moins, lors d'une translation axiale fixe ou opposée au moins d'une autre hélice (20, 30), les hélices (20, 30) sont enserrées entre les parois (1A, 1 B) et au moins deux écarteurs en forme de barrettes (41) sont disposés sur les parois (1A, 1 B). 50
 11. Procédé de fabrication d'un échangeur de chaleur destiné à transmettre l'énergie thermique d'un gaz à au moins deux hélices (20, 30) traversées par un liquide grâce à un matériau conducteur, lesquelles disposent d'un écartement égal (P), les hélices (20, 30) étant disposées de façon à être traversées radialement et à se chevaucher coaxialement et radialement et, dans le sens radial de l'espace situé entre deux spires, une hélice (20, 30) est recouverte par au moins une autre hélice (20, 30), les hélices (20, 30) étant enserrées axialement au moyen au moins de deux parois (1A, 1B) et au moins deux écarteurs en forme de barrette (41) maintenant l'écartement axial entre les parois (1A, 1B) et l'interstice (E1, E2) entre les passages des hélices (20, 30), **caractérisé en ce que** le diamètre externe de l'hélice intérieure (20) diminue et/ou le diamètre interne de l'hélice extérieure (30) augmente, par l'exercice d'un couple sur au moins une des hélices (20, 30), et **en ce que** les hélices (20, 30) rentrent ensuite l'une dans l'autre par un mouvement de translation axial d'une hélice (20, 30) au moins, lors d'une translation axiale fixe ou opposée au moins d'une autre hélice (20, 30), les hélices (20, 30) sont enserrées entre les parois (1A, 1 B) et au moins deux écarteurs en forme de barrettes (41) sont disposés sur les parois (1A, 1 B). 55

Fig. 1

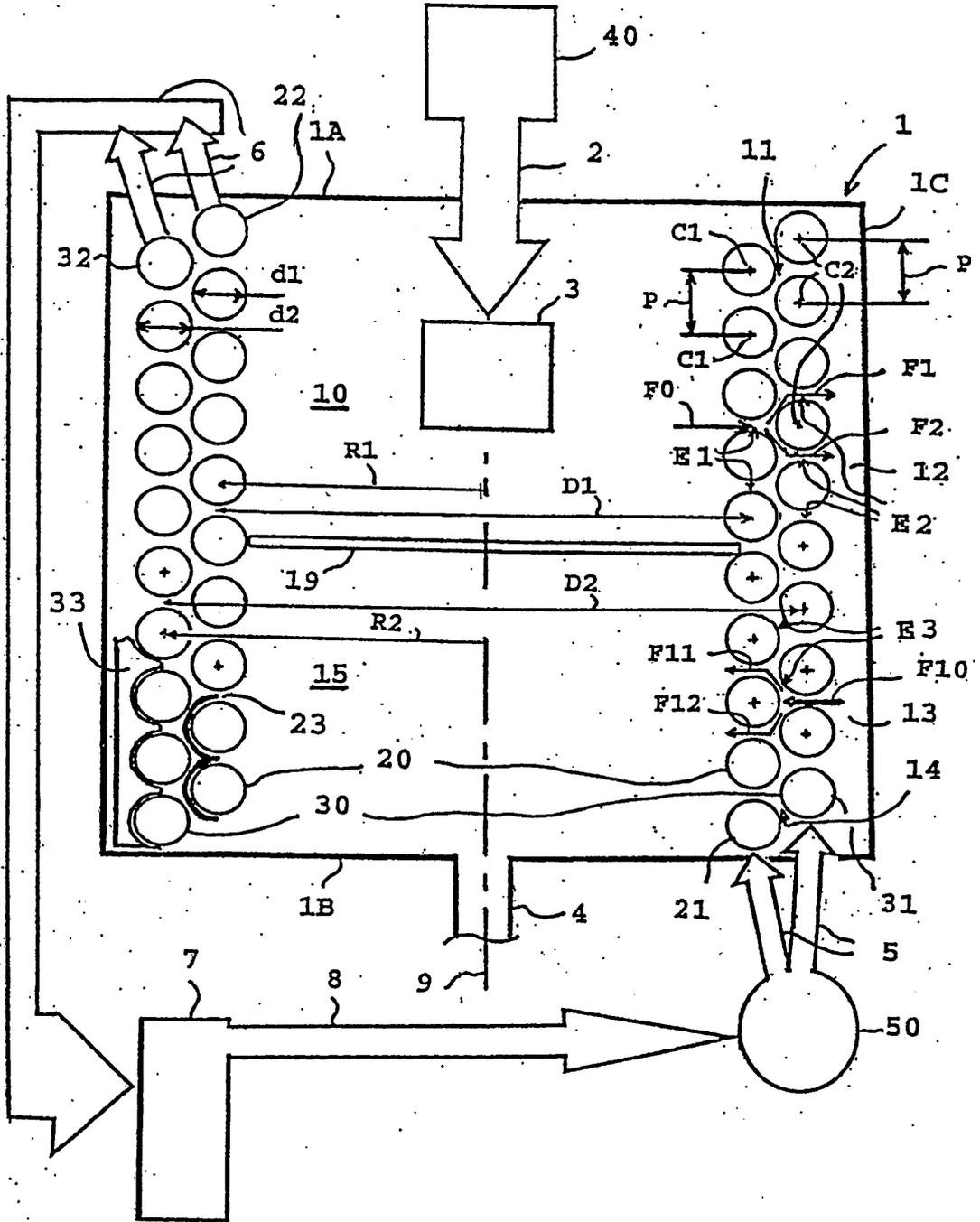


Fig. 2

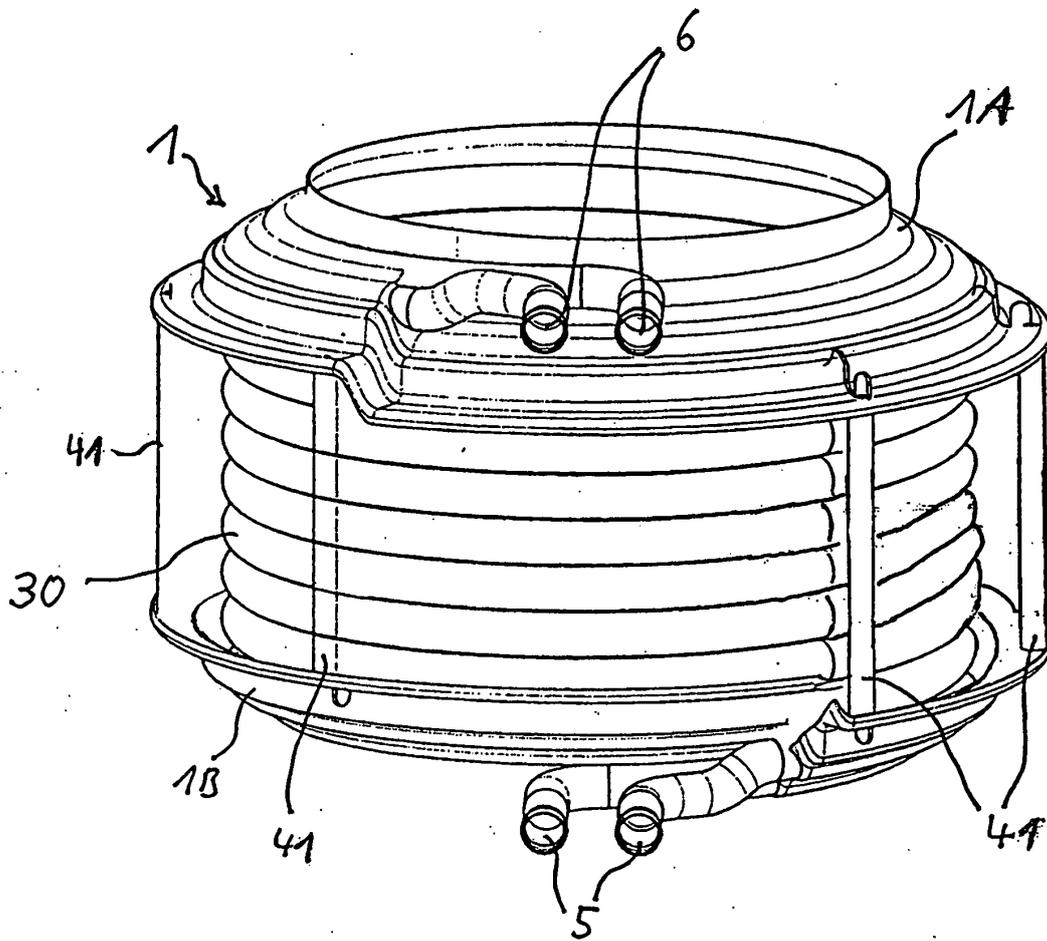


Fig. 3

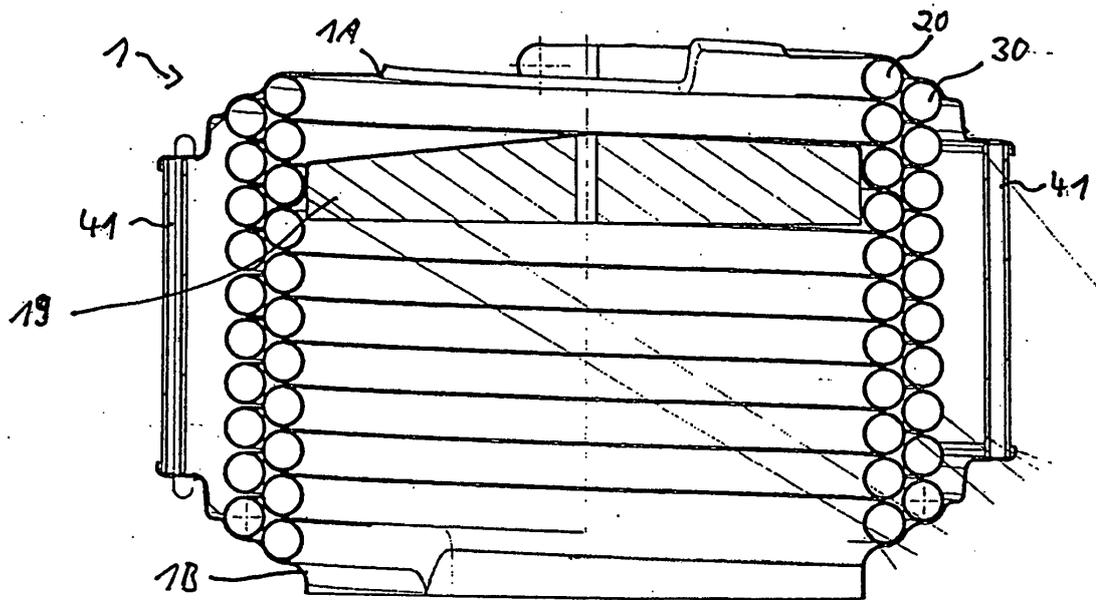


Fig. 4

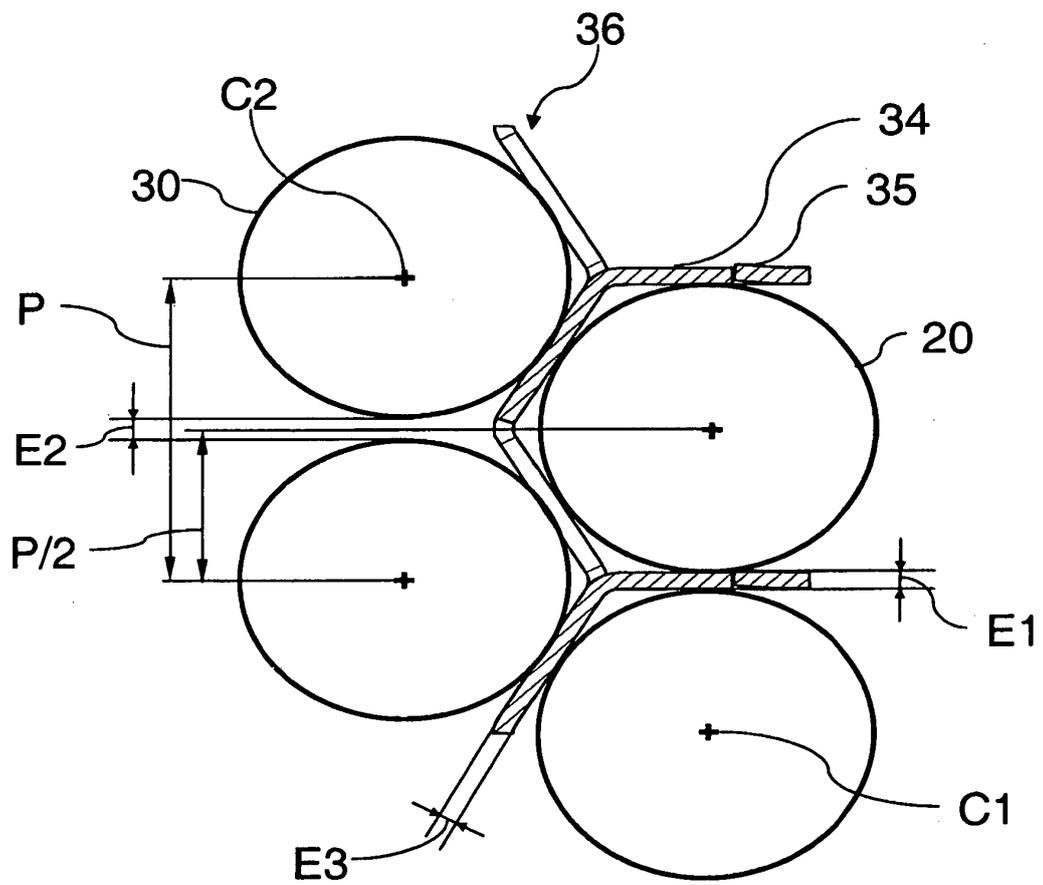


Fig. 5

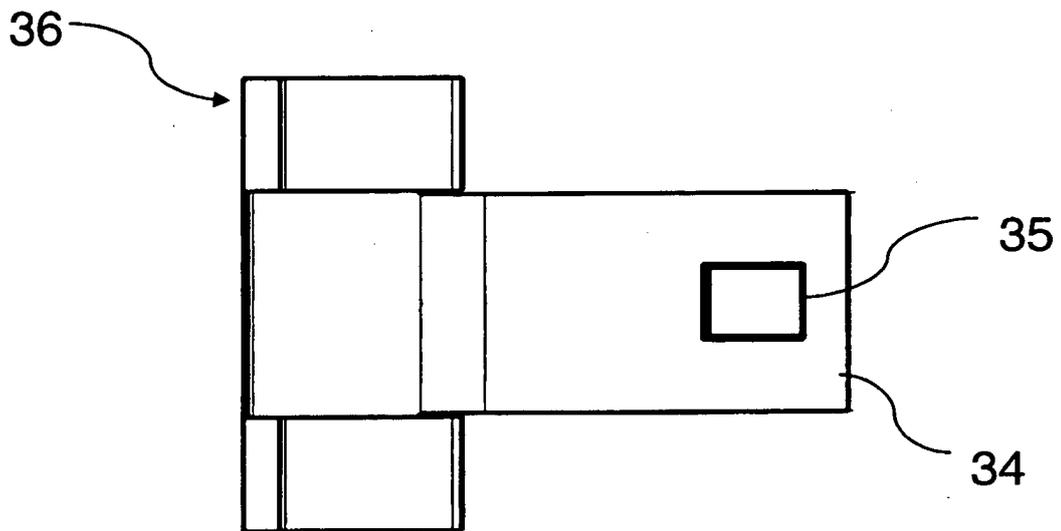


Fig. 6

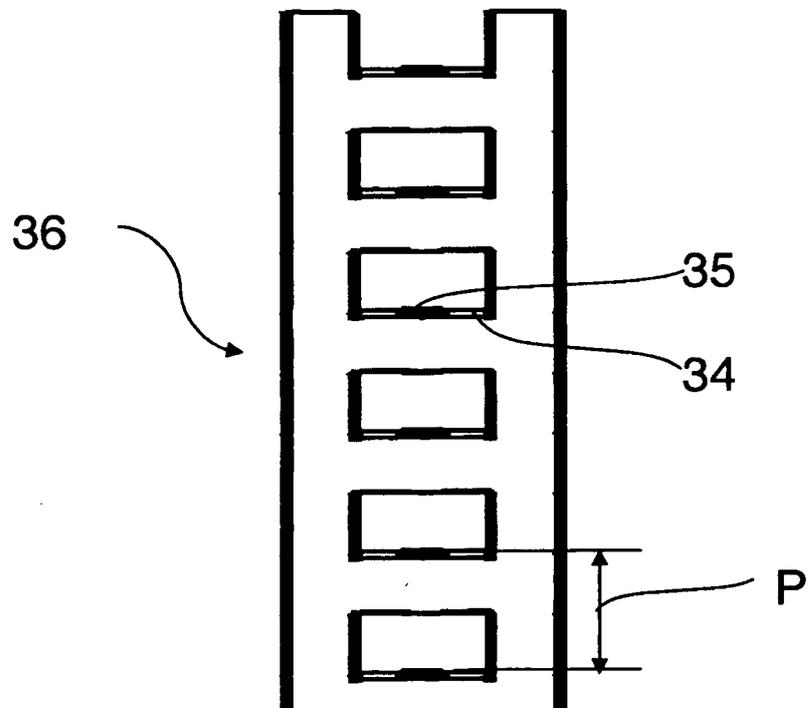
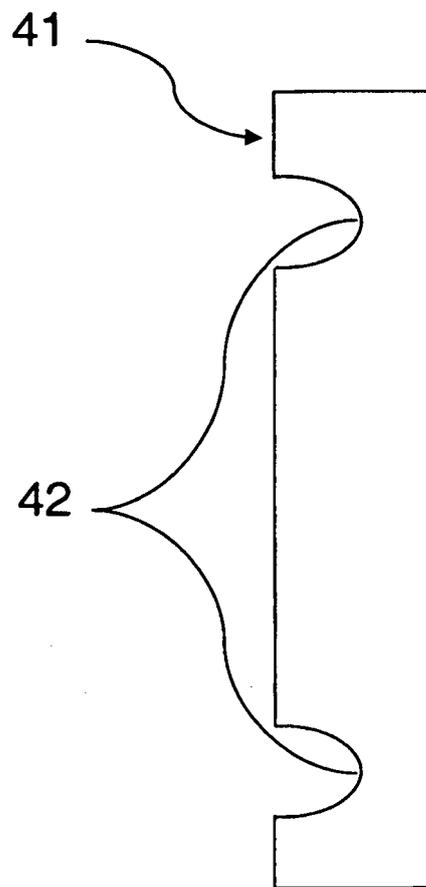


Fig. 7



IN DER BESCHREIBUNG AUFGEFÜHRTE DOKUMENTE

Diese Liste der vom Anmelder aufgeführten Dokumente wurde ausschließlich zur Information des Lesers aufgenommen und ist nicht Bestandteil des europäischen Patentdokumentes. Sie wurde mit größter Sorgfalt zusammengestellt; das EPA übernimmt jedoch keinerlei Haftung für etwaige Fehler oder Auslassungen.

In der Beschreibung aufgeführte Patentdokumente

- US 4981171 A [0004]
- EP 678186 B1 [0005]
- DE 4428097 A1 [0006]
- DE 29906481 U1 [0007]