

(12) **Österreichische Patentanmeldung**

(21) Anmeldenummer: A 137/2022
(22) Anmeldetag: 05.07.2022
(43) Veröffentlicht am: 15.09.2023

(51) Int. Cl.: **F24D 3/14** (2006.01)
F24D 3/18 (2006.01)
F24D 3/02 (2006.01)
F24F 12/00 (2006.01)

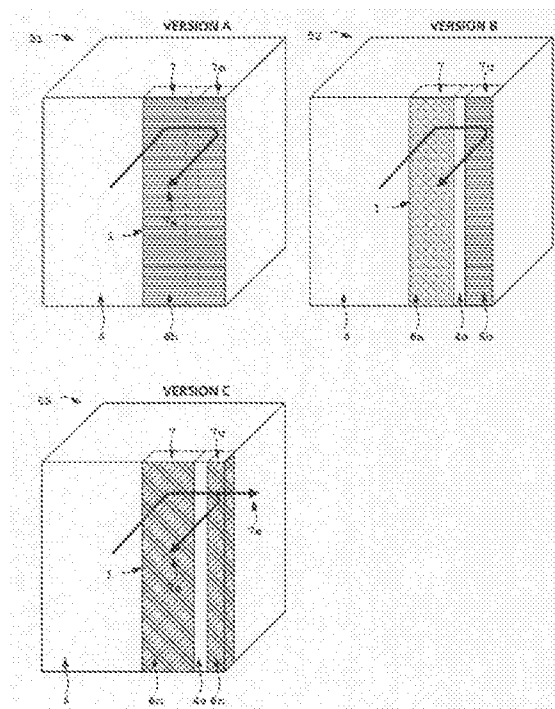
(56) Entgegenhaltungen:
EP 0055000 A1
DE 3037646 A1
DE 202013008494 U1
DE 7715437 U1

(71) Patentanmelder:
Maßwohl Josef Dipl.-Ing. Dr. techn.
8350 Fehring (AT)

(72) Erfinder:
Maßwohl Josef Dipl.-Ing. Dr.techn.
8350 Fehring (AT)

(54) **Modularer Luftwärmeabsorber für eine Wärmepumpe**

(57) Luftwärmeabsorbern für Wärmepumpen werden nach dem Stand der Technik so realisiert, dass Ventilatoren und Lamellenwärmetauscher in einem möglichst kompakten Gehäuse verbaut sind, wobei innerhalb des Gehäuses ein Luftkanal zwischen Ventilatoren und Lamellenwärmetauscher ausgebildet wird. Es wird vorgeschlagen, den Luftwärmeabsorber (1) stattdessen durch die bauseitige Montage von vorgefertigten Wärmetauscher-Modulen (10) und Ventilatormodulen (2) auf einer Tragkonstruktion (3) auszubilden, wobei einerseits die Tragkonstruktion (3) kraftübertragend mit einem Gebäude (4) verbunden ist, und andererseits die Begrenzungsflächen des Luftkanals (7) teilweise durch Gebäudeteile (4a) ausgebildet sind. Ebenfalls bauseitig wird über den Wärmetauscher-Modulen (10) und Ventilatormodulen (2) außerdem ein Lüftungsgitter (6) angebracht, wobei dessen freier Querschnitt maximal 50 Prozent beträgt und damit ein hoher Sichtschutz und eine homogene Integration in die Gebäudearchitektur gewährleistet wird. In den Kernrohren (11) der Wärmetauscher-Module (10) wird statt eines Kältemittels eine Sole zirkuliert; die bauseitig auszuführende hydraulische Verschaltung der Wärmetauscher-Module (10) wird damit vereinfacht.



ZUSAMMENFASSUNG

Bei Luftwärmeabsorbern (1) für Wärmepumpen werden nach dem Stand der Technik ein Lamellenwärmetauscher (10a) und ein oder mehrere Ventilatoren innerhalb eines möglichst kompakten Gehäuses verbunden. Es wird vorgeschlagen, den Luftwärmeabsorber (1) stattdessen bauseits aus modularen Wärmetauscher- (10) und Ventilatormodulen (2) auf einer bevorzugt mit einem Gebäude (4) verbundenen Tragkonstruktion (3) zu errichten. Ein zumindest teilweise blickdichtes Lüftungsgitter (6) über den gesamten Luftwärmeabsorber (1) sorgt für eine homogene Integration in die Gebäudearchitektur.

Die Ventilator-Module (2) und die Wärmetauscher-Module (10) werden auf unterschiedlichen Flächenangeboten der Tragkonstruktion (3) installiert. Die Wärmetauscher-Module (10) und/oder das davor liegende Lüftungsgitter (6) sind dabei so ausgebildet, dass der an ihnen entstehende Druckverlust eine annähernd gleichmäßige Anströmung der Wärmetauscher-Module (10) erzwingt.

In den Kernrohren (11) der Wärmetauscher-Module (10) wird statt eines Kältemittels eine Sole zirkuliert; die bauseitig auszuführende hydraulische Verschaltung der Wärmetauscher-Module (10) wird damit vereinfacht.

FIG. 5a

MODULARER LUFTWÄRMEABSORBER FÜR EINE WÄRMEPUMPE

HINTERGRUND UND GEBIET DER ERFINDUNG

Die Erfindung betrifft einen modularen Luftwärmeabsorber für eine Wärmepumpe im Heiz- und/oder Kühlbetrieb, wobei der Lamellenwärmetauscher und die Ventilatoren nicht in einem Gehäuse zusammengefasst sind, sondern bauseits auf einer, bevorzugt mit einem Gebäude verbundenen, Tragkonstruktion installiert werden.

BISHERIGER STAND DER TECHNIK

Luft-Wasser-Wärmepumpen müssen im Heizbetrieb der Umgebungsluft Wärme entziehen beziehungsweise im Kühlbetrieb Wärme an diese abgeben. Zu diesem Zwecke wird ein Wärmeträger durch die Kernrohre eines Lamellenwärmetauschers geleitet. Der Wärmeträger besteht entweder aus einem Kältemittel oder aus einer Sole. Im ersten Fall ist der Lamellenwärmetauscher direkt in den Kältekreislauf der Wärmepumpe eingebunden; im zweiten Fall sorgt ein zusätzlicher Wärmetauscher für die Wärmeübertragung zwischen der Sole und dem Kältekreislauf. Des Weiteren wird mithilfe eines Ventilators ein Luftstrom durch den Lamellenwärmetauscher erzwungen. Dabei wird die in der Luft enthaltene Wärme von den Lamellen absorbiert und über die Kernrohre auf den Wärmeträger übertragen.

Üblicherweise sind der Lamellenwärmetauscher und der Ventilator innerhalb eines Gehäuses über einen zumindest annähernd luftdichten Kanal miteinander verbunden. Die primären Ziele bei der Konstruktion eines Luftwärmeabsorbers betreffen einerseits die Kompaktheit und die Ästhetik des Gehäuses und andererseits die Angemessenheit der Geräuschemissionen. Kleine und kompakte Gehäusedimensionen lassen sich durch einen möglichst hohen Luftstrom durch den Lamellenwärmetauscher realisieren. Dies erfordert jedoch eine hohe Drehzahl des Ventilators, was wiederum dessen eigene Schallemissionen als auch die Strömungsgeräusche entlang des Kanals ansteigen lässt.

Innovationen bei Luftwärmeabsorbern beziehen sich deswegen häufig auf eine Optimierung der Luftführung beziehungsweise eine Reduktion der Geräuschemissionen beispielsweise durch eine möglichst große Schallabsorption innerhalb des Gehäuses.

Aus EP 2226587 A2 ist etwa eine Luftwärmepumpe bekannt, bei der die durchströmte Fläche des Lamellenwärmetauschers wesentlich größer als die Querschnittsfläche des Ventilators ausgebildet ist. Damit die Luft den Lamellenwärmetauscher dennoch gleichmäßig durchströmt, wird sie innerhalb eines Kanals mehrfach umgelenkt, bevor sie auf den Ventilator trifft. Der Ventilator ist des Weiteren so angeordnet, dass der von ihm emittierte Schall nicht direkt über die Gehäuseöffnungen austreten kann, sondern zuvor auf möglichst viele schallabsorbierende Teile des Kanals trifft. Letztlich wird durch diese Konstruktion ein großflächiger Lamellenwärmetauscher mit einem kompakten und schnelldrehenden Ventilator kombiniert, bei der gleichzeitig eine niedrige Schallbelastung gegeben ist.

Aus WO 2013/106882 A1 ist ein Kaltwassersatz bekannt, bei dem der Lamellenwärmetauscher und der Ventilator nicht in einem Gehäuse kombiniert, sondern durch zwei unabhängige Module ausgebildet sind. Das Ventilator-Modul wird in die Dachhaut eines Gebäudes integriert, das Verdampfer-Modul mit dem Lamellenwärmetauscher auf dem darunterliegenden Dachboden installiert. Die über den Ventilator angesaugte Außenluft wird über einen bauseits zu errichtenden Luftkanal über den Wärmetauscher geleitet, dort abgekühlt und über weitere Luftkanäle in das Innere des Gebäudes geführt. Die Installation eines großen und unansehnlichen Gehäuses auf dem Dach entfällt.

Aus EP 2169330 A1 ist eine Vorrichtung zur Erzeugung von Warmwasser bekannt, bei der ein Lamellenwärmetauscher auf einem Balkon oder einer Terrasse in den Kältekreis einer Luftwasserwärmepumpe geschaltet ist. Der Lamellenwärmetauscher ist dabei bevorzugt in ein Geländer integriert. Der Lamellenwärmetauscher wird passiv betrieben und benötigt somit keinen Ventilator.

KURZE BESCHREIBUNG DER ZEICHNUNGEN

Die vorliegende Erfindung wird nun anhand von bevorzugten Ausführungsbeispielen und unter Bezugnahme auf die Zeichnungen erläutert.

Fig. 1 zeigt einen Lamellenwärmetauscher (10a) nach dem Stand der Technik in schematischer Darstellung.

Fig. 2 zeigte eine Ausführung des erfindungsgemäßen Luftwärmeabsorbers (1), bei dem die Ventilatormodule (2) in

Strömungsrichtung unmittelbar hinter den Wärmetauscher-Modulen (10) angeordnet sind.

Fig. 3 zeigt eine Ausführung des erfindungsgemäßen Luftwärmeabsorbers (1), die insbesondere für große Leistungen geeignet ist.

Fig. 3a zeigt eine schematische Darstellung eines Gebäudes (4) mit zwei Luftwärmeabsorbern (1) in der Ausführung nach Fig. 3.

Fig. 4 zeigt eine Ausführung der Erfindung, die durchgehend einen geringen Abstand (40) zur Außenwand eines Gebäudes (4) aufweist.

Fig. 5 zeigt eine Ausführung der Erfindung, die sich besonders gut in die Architektur eines Gebäudes (4) integrieren lässt.

Fig. 5a zeigt mehrere Varianten der Gebäudeintegration von Luftwärmeabsorbern (1) in Ausführungen nach Fig. 5.

DETAILLIERTE BESCHREIBUNG DER AUSFÜHRUNGSBEISPIELE

Fig. 1 zeigt einen Lamellenwärmetauscher (10a) nach dem Stand der Technik. Er besteht aus horizontal verlaufenden Kernrohren (11) und senkrecht zu diesen verlaufenden Lamellen (12), wobei diese Kragenlöcher zur Aufnahme der Kernrohre (11) besitzen. Mithilfe der Kragen (in Fig. 1 nicht ausgeführt) werden definierte Abstände (12b) zwischen den Lamellen (12) im Bereich von 2 bis 10 mm ausgebildet. Die Lamellen (12) müssen senkrecht angeordnet sein, damit sich an ihnen bildendes Kondenswasser gut abrinnen kann. Getragen werden die Kernrohre (11) und die Lamellen (12) von Rahmenprofilen, wobei die vertikalen Rahmenprofile (13) ebenfalls mit Lochungen zur Aufnahme der Kernrohre (11) versehen sind. Des Weiteren sind sie selbsttragend mit horizontalen Rahmenprofilen (14) verschweißt. Beide Profile bestehen aus Gründen der mechanischen Festigkeit und der Schweißfähigkeit häufig aus AlMgSi- oder AlMn-Legierungen und sind C-förmig ausgebildet. Die Lamellen (12) sind üblicherweise aus Aluminium mit einer Stärke zwischen 0,1 und 0,3 mm gefertigt.

Die Kernrohre (11) werden mithilfe von vorgefertigten Rohrbögen (11a) serienverschaltet, wobei die entstehenden Kreise ihrerseits mithilfe von Sammelrohren (15) parallelverschaltet werden. Die Kernrohre (11) und Sammelrohre (15) bestehen aus Gründen der Wärmeleit- und Lötbarkeit häufig aus Kupfer. Die Sammelrohre (15) sind im Hinblick auf

eine gleichmäßige Durchströmung der Kernrohre (11) an den gegenüberliegenden Enden mit Anschlussstücken (15a) versehen. Die in Fig. 1 dargestellte Ausführung eines Lamellenwärmetauschers (10a) dient insbesondere dem Wärmeaustausch zwischen der Luft und einem flüssigen Wärmeträger (Wasser oder Sole), wie dies beispielsweise bei sogenannten Rückkühlern der Fall ist. Aus installationstechnischen Gründen - in Fig. 1 nicht dargestellt - werden beide Sammelrohre (15) manchmal auch auf der gleichen Seite des Lamellenwärmetauschers (10a) ausgeführt.

Zu den Kenngrößen eines Lamellenwärmetauschers (10a) zählen insbesondere die Anströmfläche (16), die Wärmetauscherfläche sowie der Strömungswiderstand. Die Anströmfläche (16) ergibt sich aus dem Produkt von aktiver Höhe (16b) und aktiver Breite (16a), wobei die erste im Wesentlichen durch die Lamellenhöhe und die zweite durch die lamellenbehaftete Breite des Wärmetauschers gegeben ist. Die Wärmetauscherfläche ist die Summe der Lamellenoberflächen und hängt neben der Anströmfläche (16) noch vom Lamellenabstand (12b) und der Lamellentiefe (12a) ab. Der Strömungswiderstand hängt neben den geometrischen Parametern wie Lamellenabstand (12b) und Lamellentiefe (12a), der Kernrohr- und Lamellengeometrie, dem Abstand der Kernrohre in y-Richtung und der Anzahl der Rohrreihen in z-Richtung maßgeblich auch von der Strömungsgeschwindigkeit ab. Allgemein gilt, dass der Strömungswiderstand bei gleicher Geometrie überproportional mit der Strömungsgeschwindigkeit anschwillt.

Fig. 2 zeigt eine erste Ausführung des erfindungsgemäßen Luftwärmeabsorbers (1), bei der die Ventilatormodule (2) in Strömungsrichtung unmittelbar hinter einem oder mehreren Wärmetauscher-Modulen (10) angeordnet sind. Ein Wärmetauscher-Modul (10) ist dabei weitgehend identisch mit einem Lamellenwärmetauscher (10a) nach Fig. 1. Zunächst wird eine Tragkonstruktion (3) errichtet, die über eine kraftübertragende Einrichtung (3b) mit einem Gebäudeteil (4a) verbunden ist. Durch die Abgabe von Lasten (insbesondere Windlasten) an das Gebäude (4), kann die Tragkonstruktion (3) wesentlich zierlicher und kostengünstiger als eine freistehende Konstruktion ausgeführt werden. Die Tragkonstruktion (3) selbst besteht im einfachsten Fall aus Vierkantrohren (3a), an die in weiterer Folge die Wärmetauscher-Module (10) und die Ventilatormodule (2) befestigt werden. Über der Gesamtheit des Luftwärmeabsorbers (1) wird aus optischen Gründen noch ein zumindest teilweise

blickdichtes Lüftungsgitter (6) angebracht, welches im gegenständlichen Fall als Lochblech (6a) oder Streckmetall (6c) ausgebildet ist.

Die vertikalen Rahmenprofile (13a) der Wärmetauscher-Module (10) sind nicht exakt C-förmig, sondern auf der Außenseite etwas länger ausgeführt. Damit können sie passgenau zwischen den Vierkantrohren (3a) eingeführt und dann an diesen befestigt werden. In ähnlicher Weise werden an einem zweiten Paar von Vierkantrohren (3a) die Ventilatormodule (2) befestigt. Auf der Seite beziehungsweise oben und unten benötigt diese Variante Abdeckungen (7b), bevorzugt vorgefertigte Blechstreifen, um den Ansaugkanal (7) zwischen Ventilatormodulen (2) und Wärmetauscher-Modulen (10) abzudichten.

Ein Ventilatormodul (2) selbst besteht aus einem Laufrad (2a), einem elektrischen Motor (2b) und einem bevorzugt quadratischen Gehäuse mit integrierter Anströmdüse (2c), wobei das Gehäuse so ausgeführt ist, dass es bauseits einfach und direkt an der Tragkonstruktion (3) befestigt werden kann.

Die einzelnen Wärmetauscher-Module (10) werden hydraulisch in einer bevorzugten Ausführung der Erfindung bauseits parallelgeschaltet und an den Primärkreis der Wärmepumpe angeschlossen. Die Parallelschaltung erfolgt dabei durch Soleverteillrohre (5) mit einer Mehrzahl von vorgefertigten Abgängen, die ihrerseits mit den Anschlüssen (15a) der Wärmetauscher-Module (10) über flexible Verbindungsleitungen (5b) verbunden werden. Die Letzteren sind dabei bevorzugt als Edelstahlwellrohrleitungen mit integrierten Rohrverschraubungen (5c) ausgeführt. Eventuell nicht benötigte Abgänge der Soleverteillrohre (5) können mit sogenannten Blindkappen verschlossen werden. Des Weiteren kann jedes Wärmetauscher-Modul (10) über Absperrklappen (5a) hydraulisch separat vom Soleverteillrohr (5) getrennt werden. Um eine gleichmäßige Durchströmung der Wärmetauscher-Module (10) ohne hydraulischen Abgleich zu garantieren, sind die Soleverteillrohre (5) in einer bevorzugten Ausführung Tichelmann-verschaltet.

Der zentrale Vorschlag der gegenständlichen Erfindung besteht darin, den Luftwärmeabsorber (1) nicht in einem Gehäuse auszuliefern, sondern ihn bauseits aus einzelnen Ventilatormodulen (2) und Wärmetauscher-Modulen (10) zu errichten. Die gewonnene Flexibilität kann insbesondere zu

einer Vergrößerung der Wärmetauscherfläche genutzt werden. Dies hat Vorteile im Hinblick auf die Geräuschemissionen und die Antriebsleistung der Ventilatoren, die Eisbildung, die Strömungsgeräusche sowie die Effizienz der Wärmeübertragung zwischen der Luft und dem Wärmeträger in den Kernrohren.

Bei einer Bauweise des Luftwärmeabsorbers (1) nach Fig. 2 muss die vorgeschlagene Vergrößerung der Wärmetauscherfläche konstruktionsbedingt von einer Erhöhung der Ventilatoranzahl begleitet werden. Dies führt bei einer gegebenen Luftleistung dazu, dass die Drehzahl n der Ventilatoren kleiner gewählt werden kann. Nach der Ähnlichkeitstheorie für aerodynamische Schallquellen ist die Schallleistung W bei Ventilatoren proportional zur fünften Potenz der Umfangsgeschwindigkeit u_2 am Außendurchmesser D_2 des Ventilatorlaufrades (2a):

$$W = k \cdot u_2^5 \cdot D_2^2 \quad (\text{Gl. 1})$$

wobei der Faktor k von der Reynoldszahl, der Geometrie und den Strömungsparametern abhängt.

$$u_2 = \frac{(\pi D_2 n)}{60} \quad (\text{Gl. 2})$$

Wir vergleichen nun für eine bestimmte Anwendung einen Fall A, bei dem zwei baugleiche Ventilatoren mit einer Drehzahl n_1 und einen Fall B, bei dem drei baugleiche Ventilatoren mit einer Drehzahl n_2 betrieben werden: Für eine konstante Gesamtluftleistung kann die Drehzahl n_2 auf zwei Drittel von n_1 reduziert werden. Im Fall B verringert sich die Schallleistung eines einzelnen Ventilators nach Gl. 1 und Gl. 2 damit um $50 \cdot \log(2/3) = -8.8 \text{ dB}$. Weil nun aber drei statt zwei Ventilatoren betrieben werden, ist noch der Term $10 \cdot \log(2/3) = -1.76 \text{ dB}$ zu berücksichtigen, sodass bei der Gesamtschallleistung summa summarum eine Reduktion von $7,04 \text{ dB}$ gegenüber dem Fall A zu Buche steht. Bei dieser Berechnung wird davon ausgegangen, dass aerodynamische Geräusche den Geräuschpegel des Ventilators dominieren; andere Schallquellen werden nicht berücksichtigt.

Bei der Berechnung der Wellenleistungen der Ventilatoren kann man vom Proportionalitätsgesetz (für konstante Durchmesser) ausgehen, wobei P_{w1} und P_{w2} die zu vergleichenden Wellenleistungen und n_1 und n_2 die zu vergleichenden Drehzahlen repräsentieren.

$$\frac{P_{W1}}{P_{W2}} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 \quad (\text{Gl. 3})$$

Im Hinblick auf das obige Beispiel reduziert sich im Fall B die Wellenleistung eines einzelnen Ventilators nach Gl. 3 auf das $(2/3)^3 = 0,296$ -fache. Weil nun aber drei statt zwei Ventilatoren betrieben werden, erhöht sich dieser Wert noch um den Faktor $3/2$, sodass die Gesamtwellenleistung im Fall B letztlich um $(1 - 0,296 \cdot 1,5) \cdot 100 = 56\%$ geringer ist als im Fall A. Geht man näherungsweise von einem konstanten Wirkungsgrad aus, reduziert sich die elektrische Leistungsaufnahme des Ventilatormotors (2b) im selben Ausmaß.

Des Weiteren müssen bei einer Vergrößerung der Wärmetauscherfläche auch die Auswirkungen auf den mittleren Wärmeübertragungskoeffizienten α_m berücksichtigt werden. Dieser ist bei gleichbleibender Geometrie von Kernrohren und Lamellen nur noch von der Strömungsgeschwindigkeit abhängig. Beispielsweise weist ein marktgängiger Lamellenwärmetauscher (zwei Rohrreihen, kreisrundes Kernrohr aus Kupfer, Lamellen aus Aluminium, Lamellenabstand 2mm) in einem weiten Bereich der Anströmgeschwindigkeit v_k von 1-5m/s einen annähernd linearen Zusammenhang mit dem mittleren Wärmeübertragungskoeffizienten α_m auf. Dieser lautet:

$$\alpha_m = 50 \frac{\text{W}}{\text{K} \cdot \text{m}^2} + 8 \frac{\text{W}}{\text{K} \cdot \text{m}^2} \cdot (v_k - 1,0 \frac{\text{m}}{\text{s}}) \quad (\text{Gl. 4})$$

Der Wärmeübertragungskoeffizient α_m steigt mit der Geschwindigkeit wie zu erwarten an, jedoch wird bereits bei einer Geschwindigkeit von 1m/s ein Wert von $50 \text{ W}/(\text{K} \cdot \text{m}^2)$ erreicht, der sich dann bei einer weiteren Erhöhung der Geschwindigkeit nur noch moderat nach oben entwickelt. Erst bei Geschwindigkeiten von etwa 5m/s setzen Turbulenzeffekte ein, welche die Wärmeübertragung noch einmal signifikant steigern. Es gilt jedoch zu berücksichtigen, dass dann auch der Strömungswiderstand massiv anschwillt, was wiederum eine ungewollte Erhöhung der Geräuschemissionen verursacht.

Nehmen wir im Hinblick auf das obige Beispiel nun an, dass im Fall A (2 Ventilatoren) eine Anströmgeschwindigkeit von 3m/s gegeben ist. Der Wärmeübertragungskoeffizient ergibt sich nach Gl. 4 dann zu $50 + 8 \cdot (3 - 1) = 66 \text{ W}/(\text{K} \cdot \text{m}^2)$. Im Fall B (3 Ventilatoren) kann bei gleichbleibender Luftleistung die Anströmgeschwindigkeit um ein Drittel auf 2m/s gesenkt werden; der Wärmeübertragungskoeffizient ergibt sich zu $50 + 8 \cdot (2 -$

l)=58W/(K·m²) und ist damit nur geringfügig geringer als im Fall A.

Der Wärmestrom Q errechnet sich allgemein aus:

$$Q = \alpha_m \cdot A \cdot \Delta T \quad (\text{Gl. 5})$$

wobei A die Lamellenoberfläche und ΔT die Temperaturdifferenz zwischen der Luft und dem Wärmeträger in den Kernrohren darstellt. Trotz geringerer Anströmgeschwindigkeit errechnet sich nun im Fall B bei gleicher Temperaturdifferenz nach Gl. 5 wegen der um 1,5-fach größeren Lamellenoberfläche, aber nur geringfügig kleinerem Wärmeübertragungskoeffizienten eine Zunahme des Gesamtwärmestroms um den Faktor $(58 \cdot 1,5) / (64 \cdot 1) = 1,36$ im Vergleich zum Fall A.

Zur Erzielung des ursprünglichen Wärmestrombedarfs kann die Drehzahl der Ventilatoren im Fall B damit noch einmal um wenigstens ein Viertel abgesenkt werden, was nach Gl. 1 die Schallleistung um weitere $50 \cdot \log(0,75) = -6,2\text{dB}$ reduziert. In Summe ergibt sich durch die Vergrößerung der Wärmetauscherfläche um 50% demnach eine Reduktion des Schallpegels um $-8,8 - 6,2 = -15\text{dB}$, was durchaus als beachtlich bezeichnet werden darf.

Die Vorteile aus einer Vergrößerung der Anströmfläche (16) im Fall B müssen aber nicht vollständig in eine Reduktion der Ventilatordrehzahl investiert werden. Insbesondere kann stattdessen auch eine Vergrößerung des Lamellenabstands (12b) vorgenommen werden. Dies hat den Vorteil, dass die im folgenden Absatz beschriebenen Effekte nur im eingeschränkten Maße auftreten, und deswegen zu weniger Abtauzyklen und geringeren Geräuschemissionen führen:

Im Heizbetrieb einer Wärmepumpe muss der Luft Energie entzogen werden; sie kühlt dadurch ab und gibt dabei Kondenswasser ab. Bei Temperaturen unter 0°C von Kernrohren (11) und Lamellen (12) kommt es an denselben zu einer Eisbildung, welche den freien Querschnitt des Wärmetauschers reduziert. Bei konstanter Luftleistung muss sich nun die Strömungsgeschwindigkeit der Luft vergrößern, was wiederum mit einem höheren Druckverlust, höheren Drehzahlen und höheren Geräuschemissionen einhergeht. Des Weiteren besteht die Gefahr, dass die laminare Strömung - zumindest in den Bereichen um die Kernrohre (11) - in eine turbulente Strömung übergeht, was den negativen Effekt noch weiter verstärkt und

auch zu unangenehmen Strömungsgeräuschen führen kann. Diese Überlegungen decken sich auch mit der praktischen Erfahrung, dass Luftwärmepumpen am lautesten sind, wenn Temperaturen um 0°C vorherrschen und es zu einer starken Eisbildung an den Lamellenwärmetauschern (10a) kommt. Bei noch tieferen Temperaturen sinkt der Feuchtigkeitsgehalt der Luft, wodurch auch der Eisbildungseffekt nachlässt und die Geräuschbelastung wieder abnimmt.

Fig. 3 zeigt eine Ausführung des erfindungsgemäßen Luftwärmeabsorbers (1), die insbesondere für große Leistungen geeignet ist. Außerdem erlaubt sie eine beinahe beliebige Erhöhung der Wärmetauscherfläche, die sich weitgehend unabhängig von der Anzahl und der Größe der Ventilatoren realisieren lässt und damit einen gravierenden Nachteil der Ausführung nach Fig. 2 eliminiert.

Die Ventilatormodule (2) und die Wärmetauscher-Module (10) werden dazu nicht „hintereinander“ (10) angeordnet, sondern auf unterschiedlichen Flächenangeboten der Tragkonstruktion (3) installiert. Konkret besteht die Tragkonstruktion (3) bevorzugt aus verzinkten Vierkantrohren (3a), welche die Eckpunkte eines Rechtecks bilden. Zwei Vierkantrohre (3a) werden beispielsweise mithilfe von sogenannten Bolzenankern (in Fig. 3 nicht ausgeführt) direkt mit einem Gebäudeteil (4a) verbunden, sodass in der Konstruktion auftretende Kräfte an das Gebäude (4) abgegeben werden können. Die Seitenflächen des Rechtecks werden mit den Wärmetauscher-Modulen (10) bestückt, die Stirnfläche mit den Ventilatormodulen (2). Die Montage an den Vierkantrohren (3a) und die hydraulische Verschaltung der Wärmetauscher-Module (10) kann analog zum Vorschlag aus Fig. 2 erfolgen.

Die einzelnen Ventilatormodule (2) können auch körperschallentkoppelt, beispielsweise durch die Verwendung von Schwingungsdämpfern, an der Tragkonstruktion (3) befestigt werden. In einer ersten Alternative kann auch die gesamte Tragkonstruktion (3) körperschallentkoppelt mit dem Gebäude (4) verbunden werden, im allereinfachsten Fall mithilfe von sogenannten Schallschutzdübel. In einer zweiten Alternative wird nur der die Ventilatormodule (2) tragende Teil der Tragkonstruktion (3) körperschallentkoppelt mit der restlichen Tragkonstruktion (3) verbunden. Diese drei Varianten der Körperschallentkopplung sind in Fig. 3 nicht ausgeführt.

Der Grundriss des Ansaugkanals (7) zwischen Wärmetauscher- (10) und Ventilatormodulen (2) wird durch das oben erwähnte Rechteck gebildet. Wie aus Fig. 3 leicht zu entnehmen ist, müssen die Seitenflächen des Ansaugkanals (7) nicht mehr durch spezielle Bauteile geschlossen werden, weil drei der Seitenflächen eine funktionale Verwendung ausweisen und die vierte durch die Gebäudewand (4a) gebildet wird. Werden eventuelle Lücken auf den Stirn- oder Seitenflächen noch mit Abdeckungen (7b) geschlossen, kann der Boden die Grundfläche des Ansaugkanals (7) bilden. Es verbleibt dann lediglich die Deckfläche, die durch eine Kanalabdeckung (7b) geschlossen werden muss. Im Hinblick auf die „Dichtheit des Kanals“ sind keine großen Anforderungen gegeben, weil der Lamellenabstand (12b) wenigstens 2mm beträgt und einzelne Abdeckungslücken in einer ähnlichen Dimension deswegen zu keinen signifikanten Luftverlusten führen.

Grundsätzlich kann bei einer Bauweise nach Fig. 3 die Breite eines Wärmetauscher-Moduls (10) - und damit auch seine Anströmfläche (16) beziehungsweise seine Wärmetauscherfläche - unabhängig von Größe und Anzahl der Ventilatoren variiert werden. Es ist nur darauf zu achten, dass der Strömungswiderstand durch die Lamellen wesentlich größer ist als der Strömungswiderstand durch den Ansaugkanal (7); je größer dieses Widerstandsverhältnis nämlich ausfällt, desto gleichmäßiger ergibt sich die Durchströmung der Wärmetauscher-Module (10) über ihre aktive Breite (16a). In einer bevorzugten Ausführung der Erfindung ist die aktive Breite (16a) eines Wärmetauscher-Moduls (10) wesentlich größer als seine aktive Höhe (16b) ausgebildet. Dadurch sinken die flächenspezifischen Kosten des Wärmetauschers, weil für das Verlöten der Rohrbögen (11a) mit den Kernrohren (11) ein relativ großer Kostenblock gegeben ist, der aber mit größer werdender aktiver Breite (16a) der Wärmetauscher-Module (10) nicht mehr ansteigt.

Die Bauweise nach Fig. 3 eignet sich insbesondere auch für Anwendungen mit einer großen Wärmeleistung. Der Grund hierfür liegt im Ähnlichkeitsgesetz (Gl. 6) für Ventilatoren, aus dem bekannt ist, dass das Verhältnis der Luftleistungen V_1 und V_2 mit dem Verhältnis der Drehzahlen n_1 und n_2 sowie der dritten Potenz des Verhältnisses der Laufraddurchmesser D_1 und D_2 ansteigt.

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{n_1}{n_2} \cdot \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^3 \quad (\text{Gl. 6})$$

Dies bedeutet, dass bei gleicher Umfangsgeschwindigkeit der Laufräder (2a) die Luftleistung noch immer quadratisch mit dem Durchmesser ansteigt. Geht man beispielsweise davon aus, dass ein Ventilator mit einem Laufraddurchmesser von 500mm bei einer Drehzahl von 1000min^{-1} eine Luftleistung von $6.000\text{m}^3/\text{h}$ erzeugt, ergibt sich nach Gl. 6 bei einem strömungstechnisch ähnlichen Ventilator mit einem Durchmesser von 1000mm und einer Drehzahl von 500min^{-1} bereits eine Luftleistung von $6.000 \cdot (500/1000) \cdot (1000/500)^3 = 24.000\text{m}^3/\text{h}$. Außerdem kommt es mit zunehmender Größe eines Ventilators üblicherweise zu einer Anhebung des Wirkungsgrades, sodass es grundsätzlich wünschenswert ist, eine bestimmte Luftleistung durch wenige große Ventilatoren als durch viele kleine zu erzeugen.

Das Ausmaß der Verbesserungen im Vergleich zu einer Bauweise nach Fig. 2 wird nachfolgend anhand eines Rechenbeispiels für eine thermische Leistung P_{th} von 40kW_{th} abgeschätzt:

Üblicherweise benötigt man bei Luftwärmepumpen eine Luftleistung von etwa $400\text{m}^3/\text{h}$ pro Kilowatt thermischer Leistung. Dies entspricht bei einer angenommenen Arbeitszahl von 4 der Wärmepumpe einer Abkühlung der durchströmenden Luft von nicht ganz 3K. Bei der gewünschten thermischen Leistung P_{th} von 40kW errechnet sich die benötigte Luftleistung zu $40 \cdot 400 = 16.000\text{m}^3/\text{h}$. Eine solche kann gut durch einen marktgängigen Ventilator mit einem Laufraddurchmesser von 800mm abgedeckt werden; das zugehörige Ventilatormodul (2) mit einem quadratischen Gehäuse (2c) besitzt eine Frontalfläche von etwa $1000\text{mm} \cdot 1000\text{mm} = 1\text{m}^2$.

In einem Fall A, bei dem das Ventilatormodul (2) nach Fig. 2 unmittelbar hinter dem Wärmetauscher-Modul (10) angeordnet ist, ergibt sich dessen Anströmfläche (16) konstruktionsbedingt in etwa aus der Frontalfläche des Ventilatormoduls (2) und damit zu 1m^2 . Die Anströmgeschwindigkeit der Luft beträgt demnach $16.000 / (1 \cdot 3600) = 4,44\text{m/s}$. Das ist sehr hoch, und ruft in der Praxis Strömungsgeräusche und einen hohen Druckverlust hervor.

In einem Fall B, bei dem die Ventilatormodule (2) und Wärmetauscher-Module (10) nach Fig. 3 auf unterschiedlichen Flächenangeboten der Tragkonstruktion (3) angeordnet sind, kann die aktive Breite (16a) des Wärmetauscher-Moduls (10) beispielweise problemlos auf 2000mm angehoben werden. Die aktive Höhe (16b) der Wärmetauscher-Module (10) entspricht konstruktionsbedingt in etwa dem Durchmesser des Laufrades (2)

und wird mit 800mm angenommen. Die Anströmfläche (16) eines einzelnen Wärmetauscher-Moduls (10) ergibt sich somit zu $2m \cdot 0,8m = 1,6m^2$. Setzt man voraus, dass der Wärmetauscher gleichmäßig angeströmt wird, ergibt sich eine Anströmgeschwindigkeit von $16.000 / (2 \cdot 1,6 \cdot 3600) = 1,39m/s$. Diese ist viel niedriger als im Fall A und generiert signifikante Verbesserungen im Hinblick auf Wärmeübertragung, Strömungsgeräusche, Antriebsleistung, Eisbildung und Häufigkeit der Abtauzyklen.

Die obigen Berechnungen gründen auf der Annahme, dass das Wärmetauscher-Modul (10) über seine aktive Breite (16a) annähernd gleichmäßig angeströmt wird. Grundsätzlich weist ein gedachter Luftstrom durch einen einzelnen Lamellendurchgang (12c) auf seinem Weg zum Ventilatormodul (2) einen umso geringeren Strömungswiderstand auf, je näher er dem letzteren liegt. Die Konsequenz daraus ist, dass sich in Lamellendurchgängen (12c), die dem Ventilatormodul (2) näher liegen, größere Luftströme ausbilden als in jenen, die ihm ferner liegen. Der Differenz ist aber umso kleiner, je größer der Strömungswiderstand durch die Lamellen (12) im Vergleich zum Strömungswiderstand durch den Ansaugkanal (7) ausfällt. Ist der erstgenannte Widerstand schließlich sehr groß gegenüber dem zweitgenannten, kann man von einer gleichmäßigen Anströmung des Wärmetauscher-Moduls (10) ausgehen.

Die im obigen Absatz getätigten Überlegungen für die Strömungswiderstände gelten analog für die dazugehörigen Druckverluste; diese sollen nun konkret abgeschätzt werden:

Bei einem angenommenen Lamellenabstand (12b) von 2mm und einer aktiven Breite (16a) von 2000mm ergibt sich zunächst eine Lamellenzahl von 1000. Der Volumenstrom eines einzelnen Lamellendurchgangs (12c) errechnet sich zu $16.000 / (2 \cdot 1000) = 8m^3/h$. Der freie Querschnitt zwischen zwei Lamellen beträgt bei einer Lamellenbreite von 0,15mm und einer Lamellenhöhe von 800mm $(2 - 0,15) \cdot 800 = 1480mm^2$. Bei einer angenommenen Lamellentiefe (12a) von 100mm ergibt sich mit einschlägigen Berechnungstools nun ein Druckverlust von 9,6Pa für den Lamellendurchgang (12c).

Um den Druckverlust durch den Ansaugkanal (7) überschlagsmäßig abzuschätzen, wird so getan, als müsste der letztere den gesamten Volumenstrom von $16.000m^3/h$ über seine gesamte Länge von 2m transportieren. Für einen Querschnitt des Ansaugkanals von 800mm·800mm liefert das Berechnungstool dann einen

Druckverlust von 1Pa. Dieser ist sehr viel kleiner als jener des Lamellendurchgangs (12c), sodass von einer nahezu gleichmäßigen Durchströmung des Wärmetauscher-Moduls (10) ausgegangen werden kann, zumal der Einfluss der Kernrohre auf den Druckverlust noch gar nicht berücksichtigt wurde, und der tatsächliche Druckverlust im Ansaugkanal (7) wesentlich geringer ist, weil der volle Volumenstrom erst unmittelbar vor dem Ventilator auftritt und nicht über die gesamte Länge des Kanals.

Die obige Berechnung stellt nur eine grobe Näherung der tatsächlichen physikalischen Verhältnisse dar. Allerdings kann mit ihr auf einfachste Weise abgeschätzt werden, ob sich für eine bestimmte Konfiguration die erwünschte gleichmäßige Anströmung der Wärmetauscher-Module (10) einstellt oder nicht.

Einen signifikanten Beitrag zum gesamten Druckverlust steuern auch die Lüftungsgitter (6) vor den Wärmetauscher-Modulen (10) und hinter dem Ventilator-Modulen (2) bei, zumal diese möglichst blickdicht auszuführen sind:

Geht man von einer Anströmfläche des Lüftungsgitters (6) vor einem einzelnen Wärmetauscher-Modul (10) von etwa $2 \cdot 1 = 2\text{m}^2$ und einer Luftleistung von $8.000\text{ m}^3/\text{h}$ aus, beträgt der Druckverlust bei einem Lochblech (6a) mit einer freien Lochfläche von beispielsweise 50% in etwa 3Pa. Dies ist sehr gering, und lädt dazu ein, die Blickdichtheit des Lüftungsgitters (6) weiter zu erhöhen, beispielsweise durch eine Reduktion der freien Lochfläche auf beispielsweise 35%. Der resultierende Druckverlust für das Lüftungsgitter (6) beträgt dann 14Pa, was noch immer akzeptabel erscheint. Aus dieser Betrachtung wird auch klar, dass die Vergleichmäßigung des Luftstroms (7a) über die aktive Breite (16a) des Wärmetauscher-Moduls (10) nicht nur durch die dessen Lamellengeometrie, sondern insbesondere auch durch die freie Lochfläche des davorliegenden Lüftungsgitters (6) gesteuert werden kann!

Im Hinblick auf den Druckverlust des gesamten Systems stellt das Lüftungsgitter (6) hinter dem Ventilatormodul (2) das größere Problem dar. Es ist flächenmäßig wesentlich kleiner als jenes auf der Saugseite, muss aber ebenso vom gesamten Luftstrom (7a) durchdrungen werden. Die Anströmgeschwindigkeit beträgt $16.000 / (1 \cdot 3600) = 4,44\text{m/s}$ und ist damit wesentlich größer als auf der Saugseite. Für ein Lochblech (6a) mit einer freien Lochfläche von 50% betrüge der Druckverlust nun 52Pa,

und ein solcher würde viele Vorteile der Bauweise nach Fig. 3 wieder zunichtemachen.

Auf der Druckseite des Ventilators muss der freie Querschnitt des Lüftungsgitters (6) deswegen so groß wie möglich ausgeführt werden. Dies gelingt beispielsweise durch die Verwendung von Streckmetallen (6c), die mit freien Querschnitten von bis zu 90 Prozent am Markt verfügbar sind. Im Hinblick auf die obige Konfiguration reduziert sich der Druckverlust bei einem freien Querschnitt von beispielsweise 70% auf 14Pa, was einen akzeptablen Wert darstellt. Weitere Abhilfe schafft eine Vergrößerung des Abstands (30a) zwischen dem Ventilatormodul (2) und dem druckseitigen Lüftungsgitter (6), weil ein Teil des Luftstroms (7a) dann auch seitlich austreten kann.

Eine Vergrößerung des freien Querschnitts bei gleichzeitiger Blickdichtheit kann schließlich auch durch Verwendung eines Lamellengitters (6b) erzielt werden. Die Blickdichtheit wird in diesem Fall durch eine Schrägstellung der Lamellen von typischerweise 45° erzielt. Die erwünschte Verringerung des Druckverlusts stellt sich bei den besprochenen Volumenströmen allerdings nur bei einem großen Abstand zwischen den Lamellen ein, wobei dieser im Idealfall bis zu 10cm beträgt.

Die zumindest teilweise Blickdichtheit des gesamten Luftwärmeabsorbers (1) kann auch dazu genutzt werden, andere Einrichtungen in seinem Inneren unterzubringen. Insbesondere sind dies eine wärmeisolierte Steigleitung (31), die dazu dient, die erzeugte Wärme und/oder Kälte auf einzelne Stockwerke des Gebäudes (4) zu verteilen, sowie eine Serviceleiter (32), über die alle Komponenten des Luftwärmeabsorbers (1) gewartet werden können.

Zu guter Letzt kann die Tragkonstruktion (3) auch so ausgebildet sein, dass sie zusätzlich zu den Wärmetauscher- (10) und Ventilatormodulen (2) auch Kompressormodule (in Fig. 3 nicht dargestellt) aufnehmen kann. Mithilfe der letzteren können dann unabhängige Wärmepumpensysteme ausgebildet werden, die beispielsweise je ein Stockwerk eines Gebäudes (4) mit Wärme und/oder Kälte versorgen. Eine solche Ausführung eignet sich insbesondere für Mehrparteien-Immobilien, die nachträglich und unter Wahrung eines optischen Gesamteindrucks mit einem dezentralen Wärmepumpensystem ausgestattet werden sollen.

Fig. 3a zeigt eine schematische Darstellung eines zweistöckigen Gebäudes (4) mit zwei Luftwärmeabsorbern (1) nach Fig. 3. Unter großzügiger Berücksichtigung der Tragkonstruktion (3) und des Lüftungsgitters (6) ergibt sich für die in Fig. 3 besprochene Beispielkonfiguration ein Grundflächenbedarf von etwa $2,5\text{m} \cdot 1,25\text{m} = 3\text{m}^2$. Geht man von einer Gebäudehöhe von etwa 6m aus, lassen sich wenigstens fünf Ventilator- (2) bzw. Wärmetauscher-Module (10) übereinander platzieren, was in etwa einer Wärmeleistung von $2 \cdot 5 \cdot 40 = 400\text{kWh}_{\text{th}}$ entspricht. Diese enorme Wärmeleistung prädestiniert die gezeigte Ausführung der Erfindung für eine Verwendung im urbanen Bestandswohnungsbau oder bei größeren Gewerbe- und Industrieimmobilien. Häufig ist es außerdem so, dass solche Gebäude (4) über eine unattraktivere Seite (beispielsweise die Nordseite) verfügen, an der die Luftwärmeabsorber (1) dann bei geringem Grundflächenbedarf und sehr moderaten Schallemissionen errichtet werden können.

Unter Berücksichtigung des insgesamt sehr geringen Druckverlusts wiegt ein passendes Ventilatormodul (2) mit einem Laufraddurchmesser von 800mm typischerweise kaum mehr als 30kg. Die Wärmetauscher-Module (10) weisen ein noch geringeres Gewicht auf, sodass beide Teile gut handhabbar sind und einzeln ohne große Probleme übereinander an der Tragkonstruktion installiert werden können. In einer bevorzugten Ausführung (in Fig. 3a nicht dargestellt) erfolgt die Installation von Ventilator- (2) und Wärmetauscher-Modulen (10) außerdem unabhängig vom Lüftungsgitter (6).

Fig. 4 zeigt eine schematische Darstellung einer Ausführung der Erfindung, die durchgehend einen geringen Abstand zur Gebäudewand aufweist, und deswegen insbesondere für eine Verwendung bei urbanen Bestandsimmobilien geeignet erscheint. Der geringe Abstand zur Außenwand des Gebäudes (4) wird erzielt, indem sowohl die Wärmetauscher-Module (10) als auch die Ventilatormodule (2) parallel zu dieser angeordnet werden. Der Ansaugkanal (7) besteht aus zwei Teilen, die sich rechts und links von den Ventilatoren erstrecken. Der Abstand (40) zwischen den Wärmetauscher-Modulen (10) und der Wand kann klein gewählt werden, weil jeder Teilkanal nur die Hälfte zur Gesamtluftleistung beitragen muss. Der Ansaugkanal (7) wird an der Hinterseite durch die Außenwand des Gebäudes (4) begrenzt und auf der Seite durch eine Abdeckung (7b), die beispielsweise durch einen Mauervorsprung (4a) ausgebildet sein kann. Alternativ kann die Abdeckung (7b) auch durch ein Blech realisiert werden; im Hinblick auf das Lüftungsgitter

(6) empfiehlt sich ein Streckmetall (6c) mit einem großen freien Querschnitt.

Strömungstechnisch ist die gegenständliche Ausführung jener aus Fig. 3 klar unterlegen: Zum einen muss der Luftstrom (7a) zweimal umgelenkt werden, und zum anderen betrifft die zweite Umlenkung den gesamten Luftstrom unmittelbar vor dem Ventilator. Andererseits ist diese Situation im Grunde mit jener von Außengeräten sogenannter Split-Wärmepumpen vergleichbar, die üblicherweise auf Wandkonsolen montiert werden und auch nur geringe Abstände zur Gebäudewand besitzen.

Beträgt der freie Abstand (40) zwischen der Außenwand des Gebäudes (4) und dem Ventilatormodul (2) nicht weniger als den halben Durchmesser des Laufrades (2a), kann der Druckverlust durch die Umlenkung des Luftstromes (7a) noch toleriert werden: Geht man beispielsweise von einem Ventilator mit einem Durchmesser von 500mm und einem gewünschten Volumenstrom von $6000\text{m}^3/\text{h}$ aus, kann der Druckverlust durch ein gedachtes rechteckiges Kniestück mit einem Querschnitt von $500\text{mm} \times 250\text{mm}$ abgeschätzt werden. Er berechnet sich mit einem einschlägigen Tool zu etwa 34Pa. Damit ist der Druckverlust durch die Umlenkung zwar erheblich größer als der Druckverlust durch die Lamellen und den Ansaugkanal (7), jedoch ist er in seiner absoluten Größe noch immer akzeptabel. Erhöht man den freien Abstand (40) weiter, so reduziert sich der Druckverlust durch die Umlenkung sehr rasch, sodass dies anzustreben ist, wenn die Einbausituation es zulässt.

Fig. 5 zeigt eine Ausführung der Erfindung, die sich besonders gut in die Architektur eines Gebäudes (4) integrieren lässt. Des Weiteren vermeidet sie den Nachteil jener von Fig. 4, bei welcher der Luftstrom (7a) unmittelbar vor dem Ventilator umgelenkt werden muss.

Der gesamte Luftwärmeabsorber (1) befindet sich in einer Gebäudenische. Die Länge (50) des Auslasskanals (7c) übersteigt den Ventilatordurchmesser signifikant, wodurch der Luftstrom (7a) druckseitig eine relativ große Oberfläche des Lüftungsgitters (6) vorfindet, über die er austreten kann. Des Weiteren kann das Ventilatormodul (2) hinter einem schalldämmenden Bauteil (4b), beispielsweise einem Gebäudesteg, angeordnet werden, wodurch zumindest die radialen Anteile der Geräuschemissionen reduziert werden. Die axialen Anteile können sich zunächst ungehindert mit und gegen die Strömungsrichtung der Luft ausbreiten, treffen dann aber

ebenfalls auf Gebäudeteile (4a), welche den Schall zumindest teilweise absorbieren, bevor er aus dem Kanal austritt.

Fig. 5a zeigt mehrere Varianten der Gebäudeintegration von Luftwärmeabsorbern (1) in Ausführungen nach Fig. 5.

In der Variante A (51) ist das Lüftungsgitter (6) vor den Wärmetauscher-Modulen (10) und hinter den Ventilator-Modulen (2) als ein durchgehendes Lamellengitter (6b) ausgebildet. Die Blickdichtheit des Lamellengitters (6b) sorgt für ein homogenes Erscheinungsbild und eine einfache optische Integration des Luftwärmeabsorbers (1) in die Architektur des Gebäudes (4); es ist jedoch auch dementsprechend teuer. Die Lamellen sind in einer bevorzugten Ausführung der Erfindung mit bis zu 10cm voneinander beabstandet und weisen eine Neigung von 45° auf.

In der Variante B (52) ist das größere saugseitige Lüftungsgitter (6) als preisgünstiges Lochblech (6a) und das kleinere druckseitige Lüftungsgitter (6) durch ein kostenintensiveres Lamellengitter (6b) ausgebildet. Durch einen Gebäudeteil (4a) sind die unterschiedlichen Ausführungen optisch voneinander separiert.

In der Variante C (53) wird die luftdurchlässige Oberfläche des Ausblaskanals (7c) in Hauptstromrichtung der Luft erweitert. Bedingt durch die nun vergrößerte Austrittsfläche kann die freie Lochfläche reduziert und die Blickdichtheit damit erhöht werden. In einer bevorzugten Ausführung der Erfindung sind die Lüftungsgitter (6) durch ein reliefartiges Streckmetall (6c) mit schräg nach unten- oder obenstehenden Stegen ausgebildet. Solche Streckmetalle sind breit am Markt verfügbar und werden häufig als Fassadenelemente eingesetzt, weil sie geringes Flächengewicht, große mechanische Festigkeit, hohe Blickdichtheit und niedrige Kosten miteinander vereinen.

© 2004 Blackwell Publishing Ltd, *Journal of Internal Medicine* 255: 105–112

Patentansprüche

1. Modularer Luftwärmeabsorber (1) für eine Wärmepumpe, **gekennzeichnet dadurch, dass** wenigstens ein Wärmetauscher-Modul (10), bevorzugt ausgebildet als Lamellenwärmetauscher (10a), und wenigstens ein Ventilatormodul (2) bauseits an verschiedenen Flächenangeboten einer Tragkonstruktion (3) installiert werden.
2. Modularer Luftwärmeabsorber (1) nach Anspruch 1, **gekennzeichnet dadurch, dass** die Tragkonstruktion (3) an wenigstens einer Stelle kraftübertragend und bevorzugt körperschallentkoppelt mit einem Gebäudeteil (4a) verbunden ist.
3. Modularer Luftwärmeabsorber (1) nach den Ansprüchen 1 bis 2, **gekennzeichnet dadurch, dass** wenigstens eine Seitenfläche des Ansaugkanals (7) zwischen einem Wärmetauscher-Modul (10) und einem Ventilatormodul (2) durch einen Gebäudeteil (4a) ausgebildet ist.
4. Modularer Luftwärmeabsorber (1) nach den Ansprüchen 1 bis 3, **gekennzeichnet dadurch, dass** ein Lüftungsgitter (6) über einem Wärmetauscher-Modul (10) und/oder über dem Ausblaskanal (7c) wenigstens teilweise blickdicht ausgebildet ist, insbesondere durch ein reliefartiges Streckmetall (6c) mit schräg nach unten- oder obenstehenden Stegen oder durch ein Lochgitter (6a) mit einer freien Lochfläche vom maximal 50 Prozent.
5. Modularer Luftwärmeabsorber (1) nach den Ansprüchen 1 bis 4, **gekennzeichnet dadurch, dass** das Wärmetauscher-Modul (10) und/oder das davorliegende Lüftungsgitter (6) so ausgebildet sind, dass bei einer gedachten gleichmäßigen Anströmgeschwindigkeit von 1,5m/s über die gesamte Anströmfläche (16) des Wärmetauscher-Moduls (10) der Druckverlust des Wärmetauscher-Moduls (10) und/oder des davorliegenden Lüftungsgitters (6) den Druckverlust eines gedachten Kanals mit dem Querschnitt des Ansaugkanals (7) und einer Kanallänge im Ausmaß der aktiven Breite (16a) des Wärmetauscher-Moduls (10) um wenigstens das Vierfache übersteigt.
6. Modularer Luftwärmeabsorber (1) nach den Ansprüchen 1 bis 5, **gekennzeichnet dadurch, dass** das Lüftungsgitter (6) über dem Ausblaskanal (7c) so ausgebildet ist, dass dessen luftdurchlässige Oberfläche die Laufradkreisflächen der Ventilatorlaufräder (2a) um wenigstens das Zweifache übersteigt.

7. Modularer Luftwärmeabsorber (1) nach den Ansprüchen 1 bis 6, **gekennzeichnet dadurch, dass** die Tragkonstruktion (3) so ausgebildet ist, dass sie auch Kompressor-Module aufnehmen kann, mithilfe derer unabhängige Wärmepumpensysteme ausgebildet werden, bevorzugt je ein Wärmepumpensystem pro Stockwerk eines Gebäudes (4).
8. Modularer Luftwärmeabsorber (1) nach den Ansprüchen 1 bis 7, **gekennzeichnet dadurch, dass** der Wärmeträger in den Kernrohren (11) der Wärmetauscher-Module (10) als Sole, bevorzugt aus einem Glykol-Wassergemisch, ausgebildet ist.
9. Modularer Luftwärmeabsorber (1) nach den Ansprüchen 1 bis 8, **gekennzeichnet dadurch, dass** die hydraulische Verschaltung der Wärmetauscher-Module (10) so ausgebildet ist, dass jedes Wärmetauscher-Modul (10) separat und/oder während des Betriebs in den Primärkreis der Wärmepumpe geschaltet oder aus diesem genommen werden kann.
10. Modularer Luftwärmeabsorber (1) nach den Ansprüchen 1 bis 9, **gekennzeichnet dadurch, dass** in einem wenigstens teilweise blickdichten Bereich des Ansaugkanals (7) und/oder des Ausblaskanals (7c) eine Steigleitung (31) zur Verteilung der erzeugten Wärme und/oder Kälte auf wenigstens zwei verschiedene Stockwerke eines Gebäudes (4) und/oder eine Serviceleiter (32) ausgebildet sind.

Fig. 1

STATE-OF-THE-ART

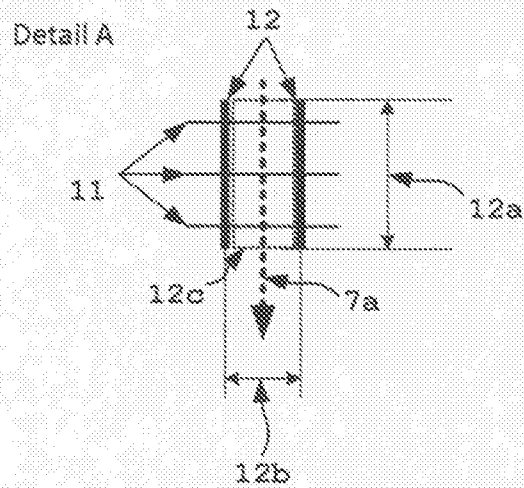
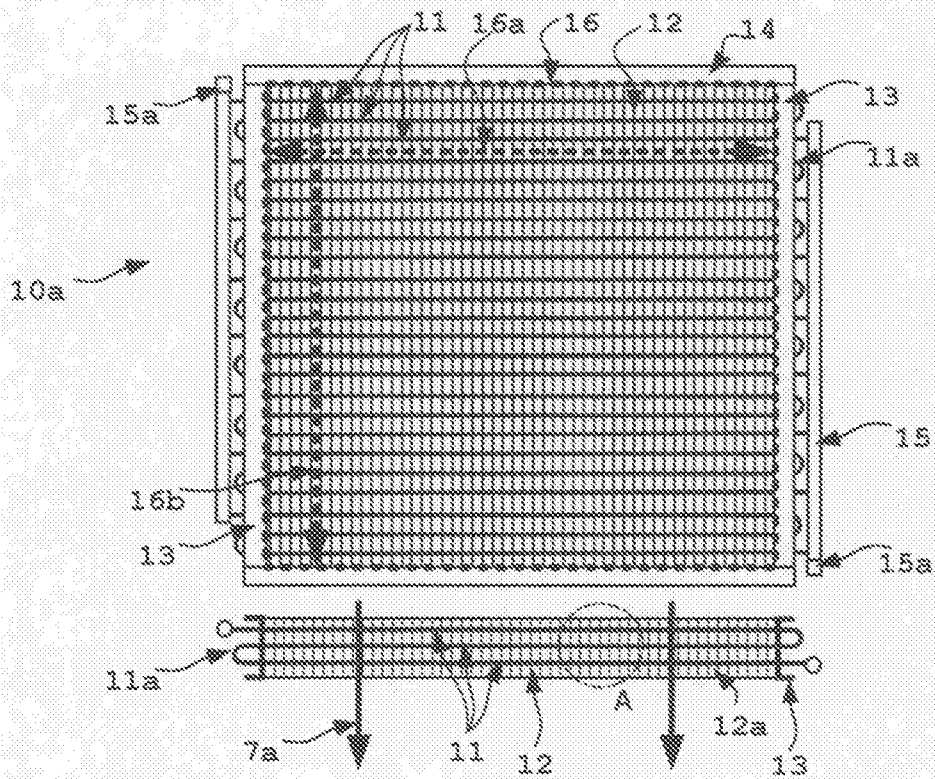


Fig. 2

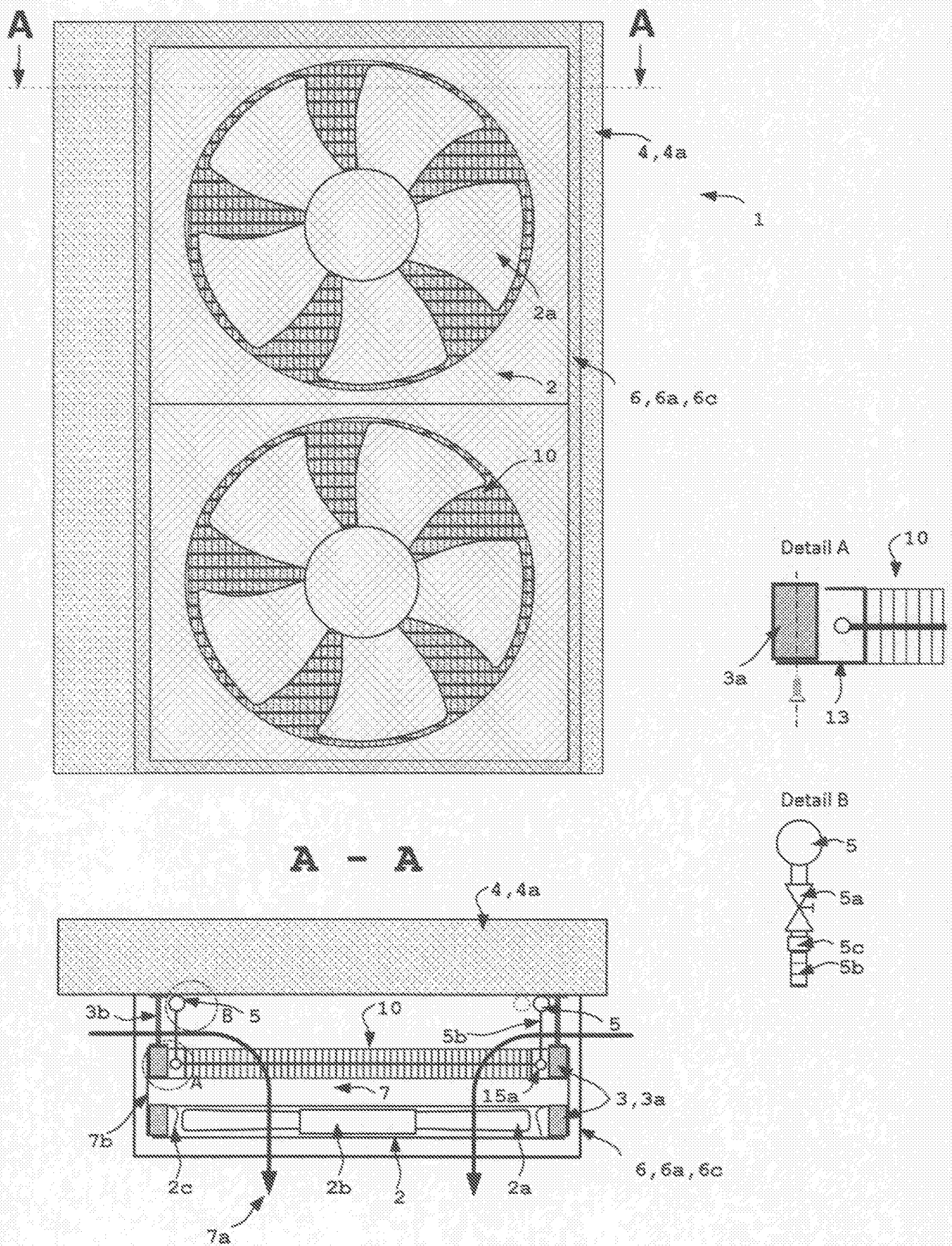
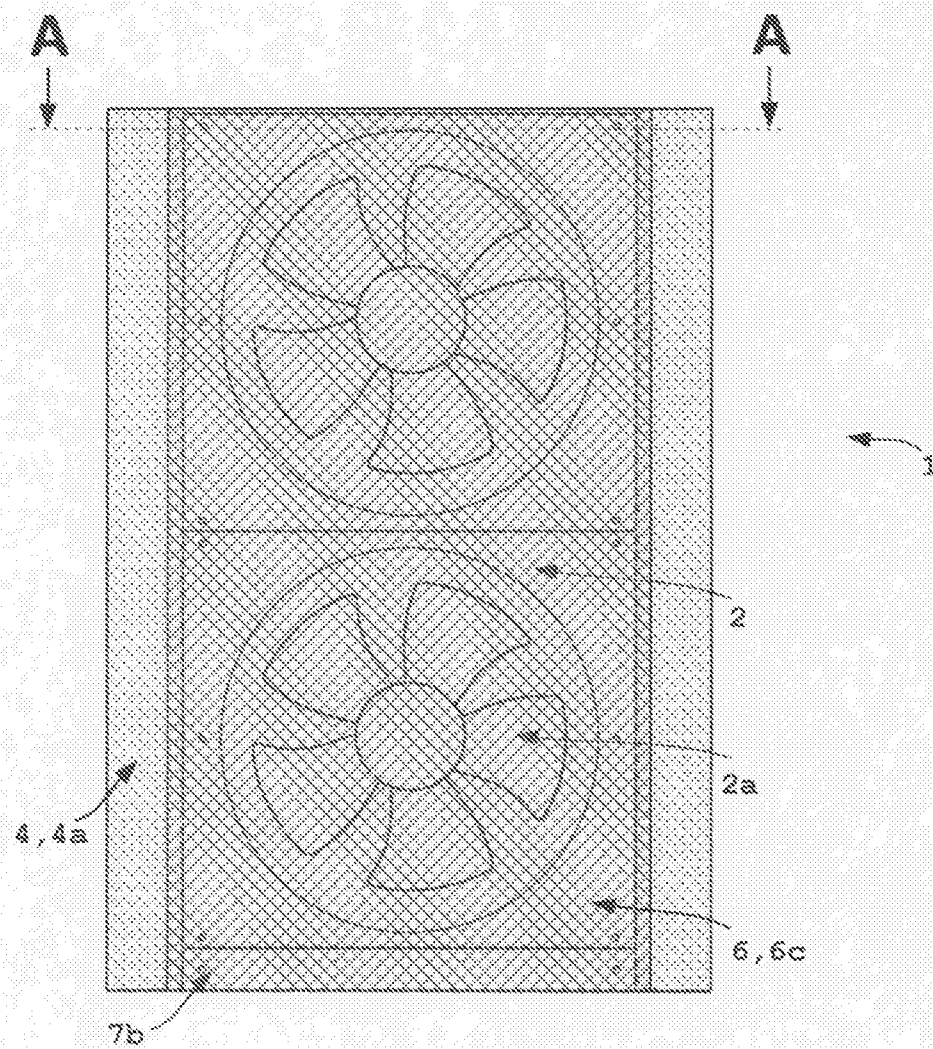


Fig. 3



A - A

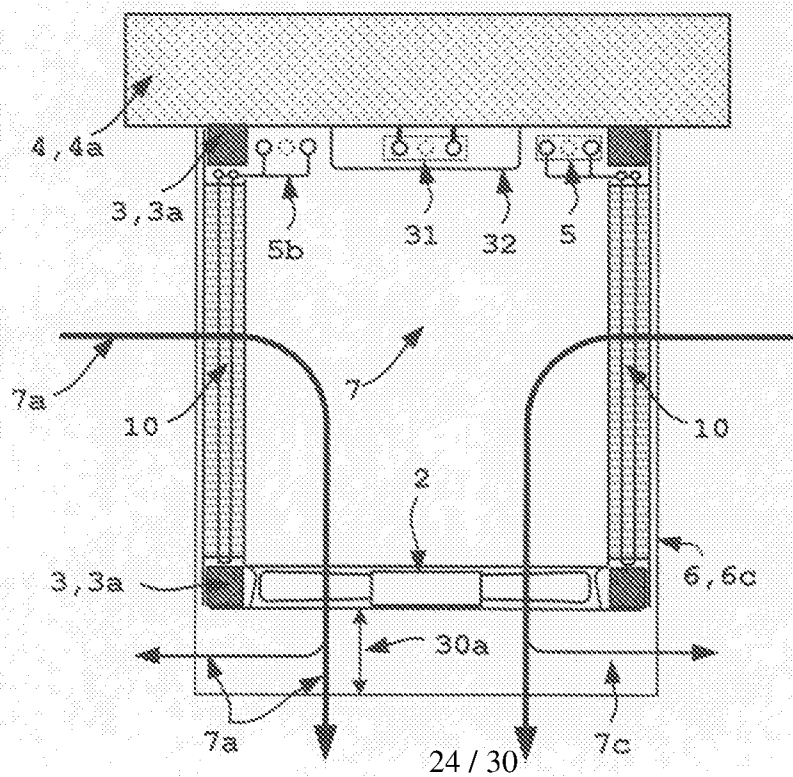


Fig. 3a

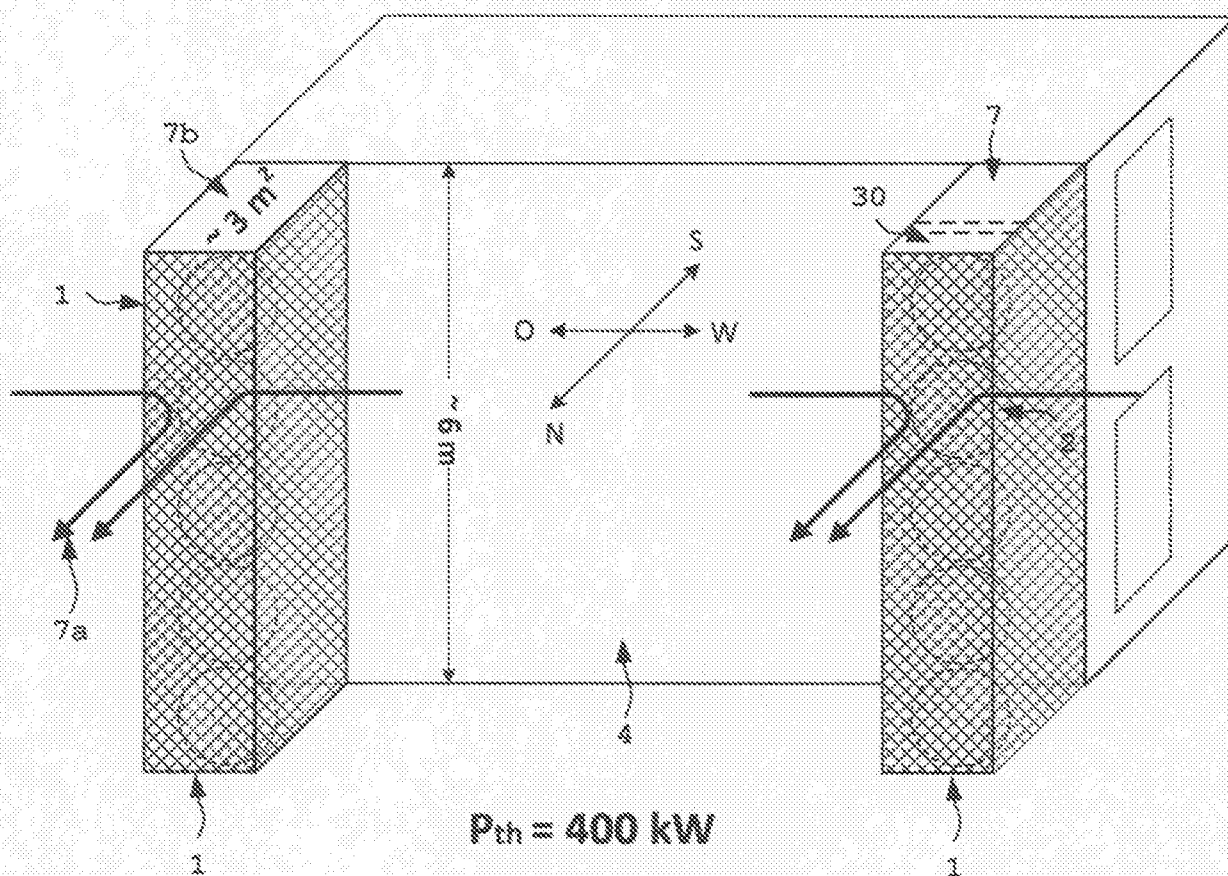


Fig. 4

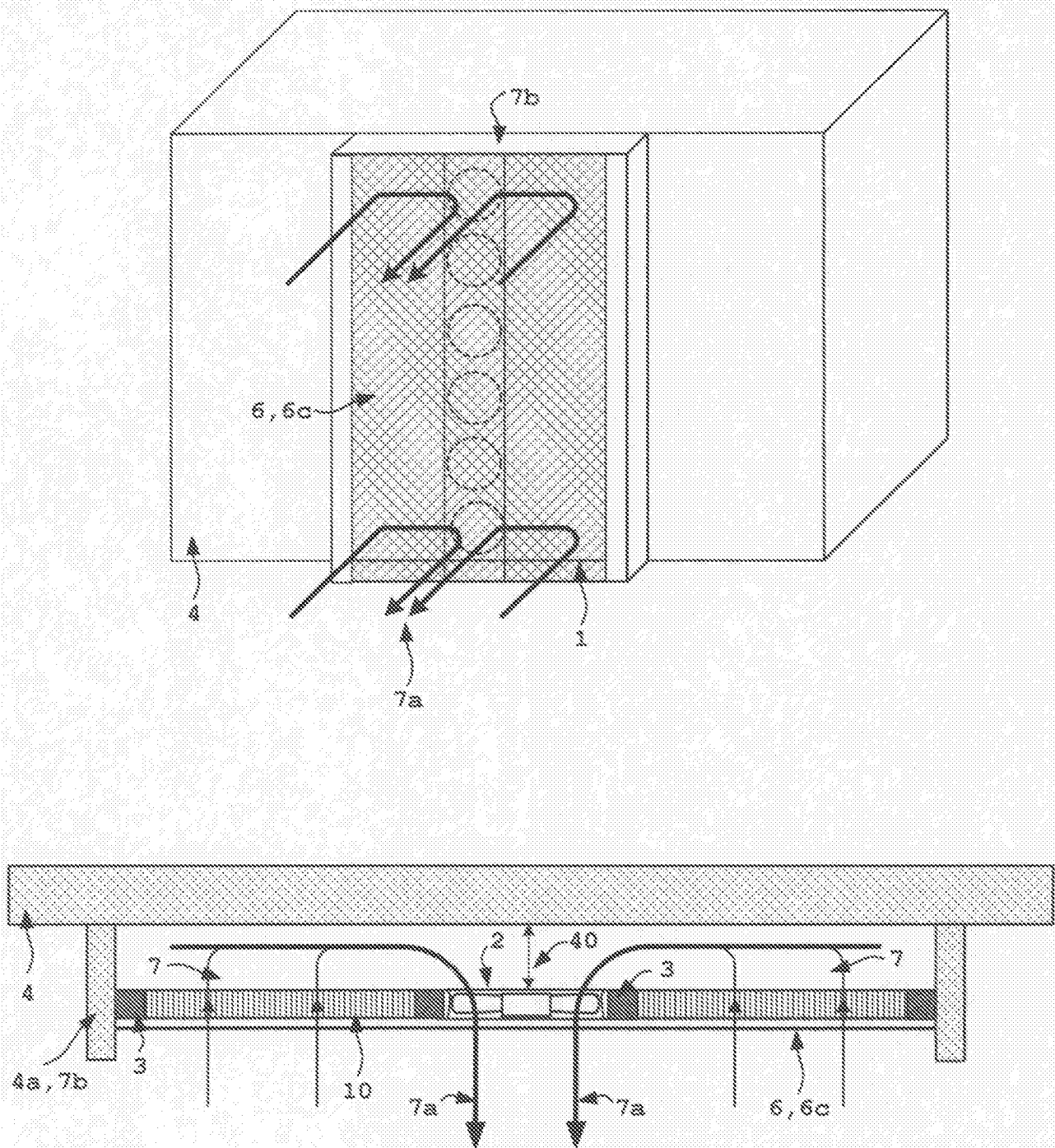
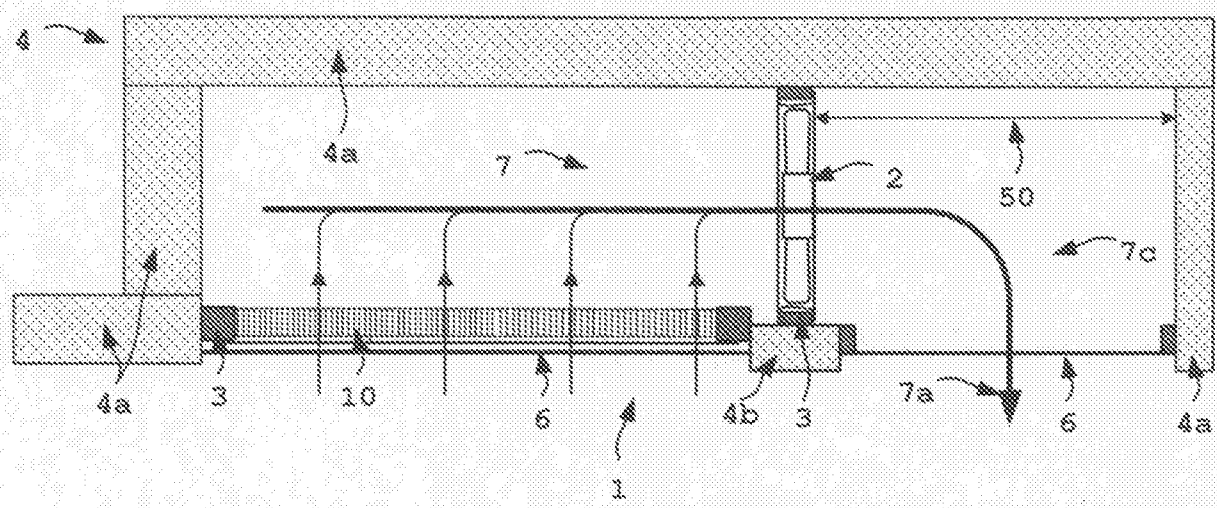
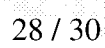


Fig. 5



09



Patentansprüche

1. Luftwärmeabsorber (1), ausgebildet als Umweltenergiequelle und/oder -senke für eine Sole-Wasserwärmepumpe, bestehend aus:
 - einer Mehrzahl von Wärmetauscher-Modulen (10), ein Wärmetauscher-Modul (10) bevorzugt ausgebildet als Lamellenwärmetauscher (10a) mit metallischen Lamellen (11) und metallischen Kernrohren (11a);
 - wenigstens einem Ventilatormodul (2), ein Ventilatormodul (2) bevorzugt ausgebildet durch ein Laufrad(2a), einen Elektromotor (2b) und einem Gehäuse mit integrierter Anströmdüse (2c);
 - einer Tragkonstruktion (3) zur Ausbildung eines Luftkanals (7) zwischen den Wärmetauscher-Modulen (10) und den Ventilatormodulen (2), die Tragkonstruktion (3) bevorzugt ausgebildet durch senkrecht stehende Vierkantrohre (3a);

gekennzeichnet dadurch, dass der Luftkanal (7) wenigstens annähernd einen Quader bildet, dessen Begrenzungsflächen:

 - zu einem ersten Teil durch die Wärmetauscher-Module (10) und/oder die Ventilatormodule (2) und
 - zu einem zweiten Teil durch Gebäudeteile (4a) und/oder den Boden und/oder luftundurchlässige Abdeckelemente (7b)

ausgebildet sind, wobei die Tragkonstruktion (3) Vorrichtungen zur bauseitigen Befestigung der Wärmetauscher-Module (10) und/oder Ventilatormodule (2) und/oder Abdeckelemente (7b) enthält.
2. Luftwärmeabsorber (1) nach Anspruch 1, **gekennzeichnet dadurch**, dass die Wärmetauscher-Module (10) und Ventilatormodule (2) einzeln und unabhängig voneinander auf die Tragkonstruktion (3) montiert oder von dieser demontiert werden können.
3. Luftwärmeabsorber (1) nach den Ansprüchen 1 bis 2, **gekennzeichnet dadurch**, dass die Tragkonstruktion (3) an wenigstens einer Stelle kraftübertragend, bevorzugt kraftschlüssig, mit einem Gebäudeteil (4a) verbunden ist.
4. Luftwärmeabsorber (1) nach den Ansprüchen 1 bis 3, **gekennzeichnet dadurch, dass** die hydraulische Verschaltung der Wärmetauscher-Module (10) ausschließlich im Inneren des Luftkanals (7) erfolgt.

5. Luftwärmeabsorber (1) nach den Ansprüchen 1 bis 4,
gekennzeichnet dadurch, dass die hydraulische Verschaltung der Wärmetauscher-Module (10) als Parallelschaltung ausgebildet ist, wobei die beiden Soleanschlüsse (15a) eines Wärmetauscher-Moduls (10) jeweils über eine flexible Verbindungsleitung (5b) mit einem Abgang eines ersten Soleverteilterohres (5) für den Vorlauf beziehungsweise eines zweiten Soleverteilterohres (5) für den Rücklauf der Sole verbunden sind, und wobei die Abgänge der Soleverteilterohre (5) bevorzugt mit integrierten Absperrklappen (5a) ausgebildet sind.
6. Luftwärmeabsorber (1) nach den Ansprüchen 1 bis 5,
gekennzeichnet dadurch, dass die Tragkonstruktion (3) Vorrichtungen zur bauseitigen Befestigung eines Lüftungsgitters (6) zur Abdeckung der Wärmetauscher-Module (10) und/oder Ventilatormodule (2) enthält, wobei das Lüftungsgitter (6) bevorzugt durch eine Mehrzahl von Streckmetall-, Lochgitter- oder Lamellengitterelementen ausgebildet ist.
7. Modularer Luftwärmeabsorber (1) nach den Ansprüchen 1 bis 6,
gekennzeichnet dadurch, dass das Lüftungsgitter (6) im Hinblick auf einen hohen Sichtschutz durch eine Mehrzahl von Lochgitterelementen mit einer freien Lochfläche von maximal 50 Prozent und/oder durch eine Mehrzahl von Streckmetallelementen mit einem freien Querschnitt von maximal 50 Prozent ausgebildet ist.
8. Modularer Luftwärmeabsorber (1) nach den Ansprüchen 1 bis 7,
gekennzeichnet dadurch, dass im Hinblick auf einen geringeren Druckverlust der Luft der Abstand (30a) zwischen dem Lüftungsgitter (6) und dem Ventilatormodul (2) wenigstens ein Drittel des Durchmessers des Laufrades (2a) beträgt.
9. Luftwärmeabsorber (1) nach den Ansprüchen 1 bis 8,
gekennzeichnet dadurch, dass wenigstens zwei Wärmetauscher-Module (10) in vertikaler Richtung übereinander angeordnet sind, wobei im Inneren des Luftkanals (7) bevorzugt außerdem eine Steigleiter (32) zur Servicierung der Wärmetauscher-Module (10) und/oder Ventilatormodule (2) ausgebildet ist.
10. Modularer Luftwärmeabsorber (1) nach den Ansprüchen 1 bis 9,
gekennzeichnet dadurch, dass ein Wärmetauscher-Modul (10) oder das Lüftungsgitter (6) so ausgebildet sind, dass bei einer Anströmgeschwindigkeit von 1,5 m/s der Druckverlust der Luft wenigstens 5 Pascal beträgt.