

(19)



Europäisches Patentamt

European Patent Office

Office européen des brevets



(11)

EP 1 056 975 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:

24.04.2002 Patentblatt 2002/17

(51) Int Cl.7: **F22D 1/32, F28D 9/00**

(86) Internationale Anmeldenummer:

PCT/EP99/00541

(21) Anmeldenummer: **99906210.2**

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:

WO 99/41547 (19.08.1999 Gazette 1999/33)

(22) Anmeldetag: **28.01.1999**

(54) **WÄRMETAUSCHERANORDNUNG**

HEAT EXCHANGE SYSTEM

SYSTEME D'ECHANGE THERMIQUE

(84) Benannte Vertragsstaaten:

AT BE CH DE DK ES FI FR GB GR IE IT LI LU NL PT SE

• **URBANCZYK, Wolfgang**

D-42555 Langenberg (DE)

(30) Priorität: **16.02.1998 DE 19806238**

(56) Entgegenhaltungen:

DE-C- 19 537 478

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:

06.12.2000 Patentblatt 2000/49

• **EGGERT H: "DER VOLLVERSCHWEISSTE PLATTENWAERMETAUSCHER ALS HEIZUNGS- UND NIEDERDRUCKVORWAERMER IM KRAFTWERK" VGB KRAFTWERKSTECHNIK, Bd. 75, Nr. 5, 1. Mai 1995, Seiten 433-435, XP000505472**

(73) Patentinhaber: **STEAG encotec GmbH**

45128 Essen (DE)

(72) Erfinder:

• **KEMPKEN, Herbert**

D-46514 Schermbeck (DE)

EP 1 056 975 B1

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

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft eine Wärmetauscheranordnung zur Fluidaufheizung, insbesondere zur Wasseraufheizung, mit

einem Gehäuse, in welchem mindestens zwei Aufheizkammern für das aufzuheizende Fluid seriell angeordnet sind,

je einem Wärmetauscher in jeder der Aufheizkammern,

einer gemeinsamen Zwischenkammer, in der der Ausgang des ersten Wärmetauschers und der Eingang des nachgeschalteten zweiten Wärmetauschers münden, und

einer die beiden Aufheizkammern voneinander trennenden, in das Gehäuse eingebauten Wand, die einen dem Umfang der Zwischenkammer angepaßten Ausschnitt hat und an ihrem Umfang gasdicht mit einer Gehäuseinnenwand und an ihrem Ausschnitttrand gasdicht mit dem Umfang der Zwischenkammer verbunden ist.

[0002] Eine derartige Wärmetauscheranordnung ist aus der DE 195 37 478 C1 bekannt. Dabei sind die beiden Wärmetauscher als Röhrenwärmetauscher ausgebildet. Den beiden Aufheizkammern ist eine gemeinsame Sammelschiene zugeordnet, über die der kondensierte Anzapfdampf aus den auf unterschiedlichem Druckniveau befindlichen Aufheizkammern abgeleitet wird. Die Trennwand bewirkt also lediglich eine partielle Entkopplung der beiden Druckbereiche.

[0003] Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine besonders kompakte Wärmetauscheranordnung zu schaffen, und zwar unter gleichzeitiger Verbesserung des Wirkungsgrades.

[0004] Zur Lösung dieser Aufgabe ist die eingangs genannte Wärmetauscheranordnung erfindungsgemäß dadurch gekennzeichnet,

daß die Wärmetauscher als geschweißte Plattenwärmetauscher ausgebildet sind und daß die Trennwand (17) mit der Zwischenkammer (13) und der Gehäuseinnenwand gasdicht verbunden, insbesondere verschweißt ist, und

daß die erste Aufheizkammer einen Kondensatablauf hat, der über einen Kondensatheber mit der Zwischenkammer verbunden ist, wobei das Kondensat in der Zwischenkammer mit aus dem ersten Plattenwärmetauscher austretendem Fluid gemischt und in dem zweiten Plattenwärmetauscher aufgeheizt wird.

[0005] Die an sich bekannten geschweißten Plattenwärmetauscher (siehe die Zeitschrift VGB Kraftwerkstechnik, 1995, Heft 5, Seiten 433 bis 435) sind also in raumsparender Weise in einem gemeinsamen Gehäuse angeordnet. Dabei sind die Aufheizkammern gasdicht, d.h. druckdicht voneinander getrennt, so daß keine diesbezüglichen Wirkungsgradverluste auftreten können. Der Kondensatheber fördert das Heizkondensat aus der auf niedrigerer Druckstufe arbeitenden Aufheizkammer in die Zwischenkammer, so daß es an-

schließend in der nachgeschalteten Aufheizkammer nachgewärmt und daher exergetisch optimal genutzt wird.

[0006] Geschweißte Plattenwärmetauscher, insbesondere Hybridwärmetauscher mit ondulierten Durchtrittskanälen für das aufzuheizende Fluid und mit quer-verlaufenden Kanälen für das Heizfluid sind im Vergleich zu Röhrenwärmetauschern vergleichbarer Leistung wesentlich kompakter und preiswerter herzustellen. Die erfindungsgemäße Integration der Austrittskammer des ersten Plattenwärmetauschers mit der Eintrittskammer des zweiten Plattenwärmetauschers minimiert die Baugröße und die Gesteungskosten der gesamten Wärmetauscheranordnung.

[0007] Bei einer bevorzugten Ausführungsform der neuen Wärmetauscheranordnung ist vorgesehen, daß das Gehäuse einen zylindrischen Mantel hat und die Wärmetauscher und die Zwischenkammer auf der Zylinderachse ausgerichtet sind. Die Zwischenkammer ist vorzugsweise kastenförmig ausgebildet und hat einen im wesentlichen rechteckigen Querschnitt. Die Trennwand hat einen dem rechteckigen Querschnittsprofil der Zwischenkammer angepaßten Ausschnitt und einen kreisförmigen Umfang.

[0008] In der Anwendung als Doppelkammervorwärmer für das Hauptkondensat in Kraftwerksprozessen ist in Weiterbildung der Erfindung vorgesehen, daß die Leistung des in Strömungsrichtung des aufzuheizenden Fluids ersten Plattenwärmetauschers größer, vorzugsweise um 100 bis 300% größer ist als die Leistung des nachgeschalteten Plattenwärmetauschers. Dementsprechend sind auch die Längenabmessungen des zweiten Plattenwärmetauschers entsprechend geringer als diejenigen des ersten Plattenwärmetauschers. Das Längenverhältnis liegt im Bereich von 1/2 bis 3/4.

[0009] Bei einer besonders kostengünstigen Ausführungsform der erfindungsgemäßen Wärmetauscheranordnung in deren Anwendung als Niederdruckvorwärmer für das Hauptkondensat in Kraftwerksprozessen ist vorgesehen, daß ein Kondensatablauf der zweiten Aufheizkammer über eine einstellbare Drossel mit der ersten Aufheizkammer verbunden ist. Diese Anordnung ist schon wegen der geringen Kosten einer einstellbaren Drossel wesentlich günstiger als die Verwendung eines Kondensathebers zum Fördern des Heizkondensats in den den Vorwärmer verlassenden Hauptkondensatstrom.

[0010] Die in den DE-Patentschriften 195 35 318 und 195 41 543 beschriebenen Einbindungsmöglichkeiten der Wärmetauscheranordnung in den Kraftwerksprozessen können uneingeschränkt auch bei der erfindungsgemäßen Wärmetauscheranordnung verwendet werden.

[0011] Weitere vorteilhafte Ausgestaltungen der Erfindung sind in den Unteransprüchen gekennzeichnet.

[0012] Einzelheiten und weitere Vorteile der Erfindung ergeben sich aus der folgenden Beschreibung eines in der Zeichnung schematisch dargestellten Aus-

föhrungsbeispiels. In der Zeichnung zeigen:

- Figur 1 eine Übersichtsschaltung einer Niederdruck-Vorwärmstraße mit zwei Doppelkammer-Wärmetauschern gemäß einem Ausführungsbeispiel der Erfindung sowie deren Einbindung in den Kraftwerksprozeß;
- Figur 2 ein Ausführungsbeispiel einer der beiden Wärmetauscheranordnungen gemäß Figur 1 mit den wesentlichen Komponenten und Anschlüssen;
- Figur 3a und 3b schematische axiale Ansichten durch ein Ausführungsbeispiel der neuen Wärmetauscheranordnung; und
- Figur 4 einen Teilschnitt durch ein Ausführungsbeispiel eines Hybridwärmetauschers.

[0013] In Figur 1 ist eine Niederdruckvorwärmstraße 1 mit einem ersten Doppelkammer-Niederdruckvorwärmer NDV 1a und NDV 1b und einem zweiten Doppelkammer-Niederdruckvorwärmer NDV 2a und NDV 2b dargestellt. Die Vorwärmer NDV 1a und NDV 2a werden mit Dampf aus Anzapfungen A1 und A2 einer Niederdruck-Turbine ND gespeist. Das Hauptkondensat wird von einer Pumpe 2 über die Hauptkondensatleitung 3 gefördert und in der ND-Vorwärmstraße 1 mehrstufig vorgewärmt. Dabei wird das Hauptkondensat in der ersten Vorwärmstufe NDV 1a mit Anzapfdampf A1 und in einer zweiten Vorwärmstufe NDV 1b mit dem Dampfgemisch aus einem Dampfstrahler 30 beaufschlagt und schließlich über einen nachgeschalteten Abschnitt der Hauptkondensatleitung 3 in den nächsten Doppelkammervorwärmer NDV 2a und NDV 2b gefördert.

[0014] Über die Ansaugleitung 32 wird der Anzapfdampf A1 vom Treibdampf aus A2 durch Impulsaustausch angesaugt und strömt nach Druckerhöhung im Dampfstrahler 30 in den NDV 1b ein. Die nachgeschalteten Vorwärmstufen NDV 2a und NDV 2b sind ähnlich den ersten Stufen NDV 1a und NDV 1b ausgebildet, wobei die Stufe NDV 2a aus A2 mit Heizdampf beaufschlagt und die Stufe NDV 2b aus dem Dampfstrahler 40 gespeist wird. Über eine Ansaugleitung 42 wird der Anzapfdampf A2 vom Treibdampf aus A3 durch Impulsaustausch angesaugt.

[0015] Insoweit entspricht die Vorwärmanordnung derjenigen gemäß DE-PS 195 41 543. Der wesentliche neue Aspekt der Erfindung liegt in der Ausbildung der Wärmetauscheranordnung in jedem der Niederdruck-Doppelkammervorwärmer NDV 1a/1b. Hierzu wird auf Figur 2 der Zeichnung Bezug genommen.

[0016] Der Doppelkammervorwärmer besteht bei dem Ausführungsbeispiel gemäß Figur 2 aus zwei geschweißten Plattenwärmetauschern 11, 12, die über eine Zwischenkammer 13 miteinander verbunden sind.

[0017] Das Hauptkondensat tritt aus der Hauptkondensatleitung 3 in Pfeilrichtung in eine einlaßseitige Wasserkammer WKa ein und wird in der ersten Aufheizkammer, das ist die erste Vorwärmstufe NDV 1a, mit Anzapfdampf A1 vorgewärmt. Die auslaßseitige Wasserkammer des ersten Plattenwärmetauschers 11 und die einlaßseitige Wasserkammer des auslaßseitigen Plattenwärmetauschers 12 sind in der Zwischenkammer 13 zu einer Baueinheit zusammengefaßt. Über die Zwischenkammer 13 gelangt das Hauptkondensat in den zweiten Plattenwärmetauscher 12. Hier erfolgt eine weitere Hauptkondensatvorwärmung mittels eines Dampfgemisches aus dem Dampfstrahler 30. Das zweistufig aufgewärmte Hauptkondensat verläßt den Doppelkammervorwärmer über eine auslaßseitige Wasserkammer WKb.

[0018] Die Wärmetauscherkombination 11, 13 und 12 ist, wie die Figuren 3a und b besonders deutlich zeigen, in eine zylinderförmiges Gehäuse eingebaut, wobei die Wärmetauscher 11 und 12 sowie die Zwischenkammer 13 auf der Zylinderachse 16 ausgerichtet sind. Die Zwischenkammer 13 ist kastenförmig ausgebildet und hat einen rechteckigen Querschnitt (Figuren 3a und 3b). Die beiden Aufheizkammern der Vorwärmstufen NDV 1a und NDV 1b sind mit Hilfe einer ebenen Trennwand 17 druckdicht voneinander getrennt. Die Trennwand ist entlang ihres Umfangsrandes mit dem Gehäusemantel verschweißt und hat einen axialen Ausschnitt, der dem rechteckigen Umfang der Zwischenkammer 13 angepaßt und mit diesem verschweißt ist. Aufgrund des einfachen Aufbaus der Wärmetauscheranordnung in der Ausbildung als Doppelkammer-Plattenwärmetauscher mit einer Zwischenkammer 13 und einfacher Unterteilung durch die Trennwand 17 werden die Gesteungskosten im Vergleich zu herkömmlichen Röhrenwärmetauscheranordnungen wesentlich verringert. Wie aus den Figuren 3a und 3b zu erkennen ist, zeichnet sich die neue Wärmetauscheranordnung auch durch eine besonders kompakte Bauweise aus, wodurch ein platzsparender Einbau möglich wird.

[0019] Als Plattenwärmetauscher dient bei dem beschriebenen Ausführungsbeispiel ein sogenannter Hybridwärmetauscher. Dessen Ausbildung ist in Figur 4 schematisch dargestellt. Der Hauptkondensatstrom durchströmt den Plattentauchermodule über ondulierte Kanäle. Zwischen den Kondensat-Strömungskanälen sind kreuzende Heizdampfkanäle nach Art von Röhren mit rautenförmigen Querschnitten angeordnet.

[0020] Zur Beschreibung der gestaltungsmäßigen Einbindung und Arbeitsweise des Doppelkammer-Vorwärmers NDV 1a/1b wird erneut auf Figur 2 Bezug genommen.

[0021] Das Heizdampf-kondensat der ersten Vorwärmstufe NDV 1a wird über einen Kondensatablauf 52, ein Absperrventil und ein Rückschlagventil in den Kondensatheber 50 geleitet. Im Kondensatheber ist ein Schwimmer angebracht, der über eine Hebelanordnung ein Treibdampf-Eintrittsventil und ein Dampfaustritts-

ventil gegenläufig steuert. Die beiden zuletzt genannten Ventile sind in den Kondensatheber integriert. Bei geschlossenem Treibdampf-Einlaßventil strömt das Heizkondensat aus dem NDV 1a in den Kondensatheber 50. Mit ansteigendem Kondensatspiegel im Innenraum des Kondensathebers steigt der Schwimmer und öffnet in einer oberen Grenzposition über ein Gestänge das Treibdampf-Einlaßventil. Der von der Sammelschiene 20 über die Treibdampfleitung 21 einströmende Treibdampf drückt das Heizkondensat über das Rückschlagventil 62 ein nachgeordnetes Absperrventil 63 und einen Zwischenkammeranschluß 64 in die Zwischenkammer 13 der Wärmetauscheranordnung. In der Zwischenkammer 13 wird das Heizkondensat dem Hauptkondensat beigemischt und in der nachfolgenden Wärmetauscherstufe 12 der zweiten Aufheizkammer aufgeheizt.

[0022] Nach dem Fördervorgang wird der Treibdampf aus dem Kondensatheber in die Aufheizkammer NDV 1a entlastet und wird dort zur Kondensatvorwärmung genutzt.

[0023] Das Heizkondensat aus der zweiten Aufheizkammer NDV 1b wird über einen Kondensatablauf 66 und eine einstellbare Drossel 60 in die erste Aufheizkammer NDV 1a kaskadiert. Diese Schaltungsanordnung ist besonders kostengünstig; denn eine einstellbare Drossel ist wesentlich preiswerter als ein Kondensatheber.

[0024] Wie in den Figuren 2 und 3 zu erkennen ist, ist die zweite Aufheizkammer NDV 1b kürzer als die erste Aufheizkammer NDV 1a. Ein Verhältnis von ca. 4:3 bis 2:1 hat sich als günstig für den bevorzugten Anwendungsfall beim Vorwärmen des Hauptkondensats in Kraftwerksprozessen erwiesen.

[0025] Die zweite Doppelkammer-Vorwärmanordnung NDV 2a/2b ist der ersten Vorwärmanordnung NDV 1a/1b nachgeschaltet und hat im übrigen die anhand der Figur 2 beschriebene Ausbildung und Anordnung. Zur Vermeidung von Wiederholungen wird hierauf Bezug genommen.

[0026] Im Rahmen des Erfindungsgedankens sind zahlreiche Abwandlungen möglich. Anstelle der im beschriebenen Ausführungsbeispiel verwendeten zwei über eine Zwischenkammer in Serie geschalteten Plattenwärmetauscher können drei oder mehrere Kammern in Reihe geschaltet werden. Die Zwischenwand 17 kann aus mehreren Sektoren oder zwei halbkreisförmigen Segmenten zusammengesetzt werden. Die Anordnung der hintereinander geschalteten Plattenwärmetauscher und der Zwischenkammer 13 kann auch gegenüber der Gehäuseachse 16 versetzt vorgesehen sein.

[0027] Auch eine Anwendung ohne Thermokompression mit Kondensatheber stellt im Vergleich zum heutigen Stand der Technik eine wirtschaftlichere Lösung dar. Dabei wird jede Kammer der Wärmetauscheranordnung konventionell von unter unterschiedlichen Drücken stehenden Turbinenanzapfungen versorgt.

Patentansprüche

1. Wärmetauscheranordnung zur Fluidaufheizung, insbesondere zur Wasseraufheizung, mit einem Gehäuse (15), in welchem mindestens zwei Aufheizkammern (NDV 1a/1b) für das aufzuheizende Fluid seriell angeordnet sind, je einem Wärmetauscher (11, 12) in jeder der Aufheizkammern, einer gemeinsamen Zwischenkammer (13), in der der Ausgang des ersten Wärmetauschers (11) und der Eingang des nachgeschalteten zweiten Wärmetauschers (12) münden, und einer die beiden Aufheizkammern voneinander trennenden, in das Gehäuse (15) eingebauten Wand (17), die einen dem Umfang der Zwischenkammer (13) angepaßten Ausschnitt hat und an ihrem Umfang gasdicht mit einer Gehäuseinnenwand und an ihrem Ausschnitttrand gasdicht mit dem Umfang der Zwischenkammer verbunden ist, **dadurch gekennzeichnet,** **daß** die Wärmetauscher als geschweißte Plattenwärmetauscher (11, 12) ausgebildet sind und daß die Trennwand (17) mit der Zwischenkammer (13) und der Gehäuseinnenwand gasdicht verbunden, insbesondere verschweißt ist, und **daß** die erste Aufheizkammer (NDV 1a) einen Kondensatablauf (52) hat, der über einen Kondensatheber (50) mit der Zwischenkammer (13) verbunden ist, wobei das Kondensat in der Zwischenkammer mit aus dem ersten Plattenwärmetauscher (11) austretendem Fluid gemischt und in dem zweiten Plattenwärmetauscher (12) aufgeheizt wird.
2. Wärmetauscheranordnung nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, daß** das Gehäuse (15) einen zylindrischen Mantel hat und die Wärmetauscher (11, 12) und die Zwischenkammer (13) auf der Zylinderachse (16) ausgerichtet sind.
3. Wärmetauscheranordnung nach Anspruch 2, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Zwischenkammer (15) kastenförmig ausgebildet ist und einen im wesentlichen rechteckigen Querschnitt hat und daß die Trennwand (17) einen dem rechteckigen Querschnittsprofil angepaßten Ausschnitt und einen kreisförmigen Umfang hat.
4. Wärmetauscheranordnung nach einem der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet, daß** in jeder Aufheizkammer (NDV 1a/1b) ein Hybridwärmetauscher mit ondulierten Durchtrittskanälen für das aufzuheizende Fluid und mit querverlaufenden Kanälen für das Heizfluid angeordnet ist.
5. Wärmetauscheranordnung nach einem der Ansprüche 1 bis 4, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Leistung des in Strömungsrichtung des aufzuhei-

zenden Fluids ersten Plattenwärmetauschers (11) größer, vorzugweise um 100 bis 300% größer ist als die Leistung des nachgeschalteten Plattenwärmetauschers (12).

6. Wärmetauscheranordnung nach Anspruch 5, **dadurch gekennzeichnet, daß** das Längenverhältnis des ersten Plattenwärmetauschers (11) zum zweiten Plattenwärmetauscher (12) im Bereich von 2 bis 1,5.
7. Wärmetauscheranordnung nach einem der Ansprüche 1 bis 6, **dadurch gekennzeichnet, daß** ein Kondensatablauf (66) der zweiten Aufheizkammer (NDV 1b) über eine einstellbare Drossel (60) mit der ersten Aufheizkammer (NDV 1a) verbunden ist.
8. Wärmetauscheranordnung nach einem der Ansprüche 1 bis 7, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Wärmetauscheranordnung zum Vorwärmen des Hauptkondensats in einem Kraftwerksprozeß dient, wobei die erste Aufheizkammer (NDV 1a) mit einer Anzapfung (A1) einer Turbine (ND) und die zweite Aufheizkammer (NDV 1b) mit einem Dampfstrahler (30) verbunden ist, dessen Treibdampfanschluß (31) aus einer zweiten Turbinenanzapfung (A2) gespeist wird.
9. Wärmetauscheranordnung nach Anspruch 8, **dadurch gekennzeichnet, daß** der Ansauganschluß (32) des Dampfstrahlers (30) und die erste Aufheizkammer (NDV 1a) aus der gleichen Dampfquelle (A1) gespeist sind.
10. Wärmetauscheranordnung nach Anspruch 9, **dadurch gekennzeichnet, daß** der Mischdampf am Ausgang des Dampfstrahlers einen Druck hat, der um einen Faktor von 1,3 bis 1,5 höher ist als der Druck des Saugdampfes.

Claims

1. Heat exchanger arrangement for fluid heating, particularly for water heating, with a housing (15), in which at least at least two heating chambers (NDV 1a/1b) for the fluid to be heated are arranged in series, a respective heat exchanger (11, 12) in each of the heating chambers, a common intermediate chamber (13), into which the outlet of the first heat exchanger (11) and the inlet of the downstream second heat exchanger (12) open, and a wall (17), which separates the two heating chambers from one another, is incorporated in the housing (15), has a cut-out matched to the circumference of the intermediate chamber (13) and is connected at its circumference gas-tightly with a housing inner wall and at the edge of its cut-out gas-tightly with the cir-

cumference of the intermediate chamber, **characterised in that** the heat exchangers are constructed as welded plate heat exchangers (11, 12), that the partition wall (17) is gas-tightly connected, in particular welded, with the intermediate chamber (13) and the housing inner wall and that the first heating chamber (NDV 1a) has a condensate outlet (52) which is connected with the intermediate chamber (13) by way of a condensate siphon (50), wherein the condensate in the intermediate chamber is mixed with the fluid exiting from the first plate heat exchanger (11) and is heated in the second plate heat exchanger (12).

2. Heat exchanger arrangement according to claim 1, **characterised in that** the housing (15) has a cylindrical casing and the heat exchangers (11, 12) and the intermediate chamber (13) are aligned on the cylinder axis (16).
3. Heat exchanger arrangement according to claim 2, **characterised in that** the intermediate chamber (15) is constructed to be box-shaped and has a substantially rectangular cross-section and that the partition wall (17) has a cut-out, which is matched to the rectangular cross-sectional profile, and a circular circumference.
4. Heat exchanger arrangement according to one of claims 1 to 3, **characterised in that** a hybrid heat exchanger with undulating passage channels for the fluid to be heated and with transversely extending channels for the heating fluid is arranged in each heating chamber (NDV 1a/1b).
5. Heat exchanger arrangement according to one of claims 1 to 4, **characterised in that** the output of the first plate heat exchanger (11) in the flow direction of the fluid to be heated is greater, preferably by 100 to 300%, than the output of the downstream plate heat exchanger (12).
6. Heat exchanger arrangement according to claim 5, **characterised in that** the length ratio of the first plate heat exchanger (11) to the second plate heat exchanger (12) is in the region of 2 to 1.5.
7. Heat exchanger arrangement according to one of claims 1 to 6, **characterised in that** a condensate outlet (66) of the second heating chamber (NDV 1b) is connected with the first heating chamber (NDV 1a) by way of an adjustable throttle (60).
8. Heat exchanger arrangement according to one of claims 1 to 7, **characterised in that** the heat exchanger arrangement serves for preheating the main condensate in a power station process, wherein the first heating chamber (NDV 1a) is con-

nected with a bleed (A1) of a turbine (ND) and the second heating chamber (NDV 1b) is connected with a steam injector (30), the drive steam connection (31) of which is supplied from a second turbine bleed (A2).

5

9. Heat exchanger arrangement according to claim 8, **characterised in that** the first heating chamber (NDV 1a) and the intake connection (32) of the steam injector (30) are supplied from the same steam source (A1).

10

10. Heat exchanger arrangement according to claim 9, **characterised in that** the steam mixture at the outlet of the steam injector has a pressure which is higher than the pressure of the intake steam by a factor of 1.3 to 1.5.

15

Revendications

20

1. Agencement d'échangeurs de chaleur pour le chauffage d'un fluide, notamment pour le chauffage de l'eau, avec

un boîtier (15) dans lequel sont disposés en série au moins deux chambres de chauffage (NDV 1a/1b) pour le fluide à chauffer, respectivement un échangeur de chaleur (11, 12) dans chacune des chambres de chauffage,

25

une chambre intermédiaire commune (13) dans laquelle débouchent la sortie du premier échangeur de chaleur (11) et l'entrée du deuxième échangeur de chaleur (12) disposé en aval et

30

une paroi (17) séparant les deux chambres de chauffage l'une de l'autre, montée dans le boîtier (15), qui a une découpe adaptée au pourtour de la chambre intermédiaire (13) et qui est reliée à son pourtour d'une manière étanche au gaz à une paroi intérieure de boîtier et à son bord de découpe d'une manière étanche au gaz avec la périphérie de la chambre intermédiaire,

35

caractérisé

en ce que les échangeurs de chaleur sont réalisés comme échangeurs de chaleur à plaques soudés (11, 12), et en ce que la paroi de séparation (17) est reliée d'une manière étanche au gaz, notamment soudée, à la chambre intermédiaire (13) et la paroi intérieure de boîtier, et

40

en ce que la première chambre de chauffage (NDV 1a) présente un écoulement de condensat (52) qui est relié par un siphon de condensat (50) à la chambre intermédiaire (13), où le condensat est mélangé dans la chambre intermédiaire avec le fluide sortant du premier échangeur de chaleur à plaques (11) et est chauffé dans le deuxième échangeur de chaleur à plaques (12).

45

55

2. Agencement d'échangeurs de chaleur selon la re-

vendication 1, **caractérisé en ce que** le boîtier (15) possède une enveloppe cylindrique et que les échangeurs de chaleur (11, 12) et la chambre intermédiaire (13) sont orientés vers l'axe de cylindre (16).

3. Agencement d'échangeurs de chaleur selon la revendication 2, **caractérisé en ce que** la chambre intermédiaire (15) est réalisée en forme de caisson et présente une section transversale sensiblement rectangulaire, et **en ce que** la paroi de séparation (17) a une découpe adaptée au profil rectangulaire en section transversale et un pourtour circulaire.

4. Agencement d'échangeurs de chaleur selon l'une des revendications 1 à 3, **caractérisé en ce qu'il** est disposé dans chaque chambre de chauffage (NDV 1a/1b) un échangeur de chaleur hybride avec des canaux de passage ondulés pour le fluide à chauffer et avec des canaux s'étendant transversalement pour le fluide de chauffage.

5. Agencement d'échangeurs de chaleur selon l'une des revendications 1 à 4, **caractérisé en ce que** la puissance du premier échangeur de chaleur à plaques (11), dans la direction d'écoulement du fluide à chauffer, est plus grande, de préférence plus grande de 100 à 300% que la puissance de l'échangeur de chaleur à plaques (12) disposé en aval.

6. Agencement d'échangeurs de chaleur selon la revendication 5, **caractérisé en ce que** le rapport de longueur du premier échangeur de chaleur à plaques (11) au deuxième échangeur de chaleur à plaques (12) se situe dans la plage de 2 à 1,5.

7. Agencement d'échangeurs de chaleur selon l'une des revendications 1 à 6, **caractérisé en ce qu'un** écoulement de condensat (66) de la deuxième chambre de chauffage (NDV 1b) est relié par un papillon réglable (60) à la première chambre de chauffage (NDV 1a).

8. Agencement d'échangeurs de chaleur selon l'une des revendications 1 à 7, **caractérisé en ce que** l'agencement d'échangeurs de chaleur sert au préchauffage du condensat principal dans un processus d'usine génératrice, où la première chambre de chauffage (NDV 1a) est reliée à une prise (A1) d'une turbine (ND) et la deuxième chambre de chauffage (NDV 1b) à un appareil à jet de vapeur (30) dont le raccordement de vapeur de propulsion (31) est alimenté à partir d'une deuxième prise de turbine (A2).

9. Agencement d'échangeurs de chaleur selon la revendication 8, **caractérisé en ce que** le raccordement d'aspiration (32) de l'appareil à jet de vapeur

(30) et la première chambre de chauffage (NDV 1a) sont alimentés à partir de la même source de vapeur (A1).

10. Agencement d'échangeurs de chaleur selon la revendication 9, **caractérisé en ce que** la vapeur de mélange à la sortie de l'appareil à jet de vapeur a une pression qui est plus élevée d'un facteur de 1,3 à 1,5 que la pression de la vapeur d'aspiration.

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

Fig. 1

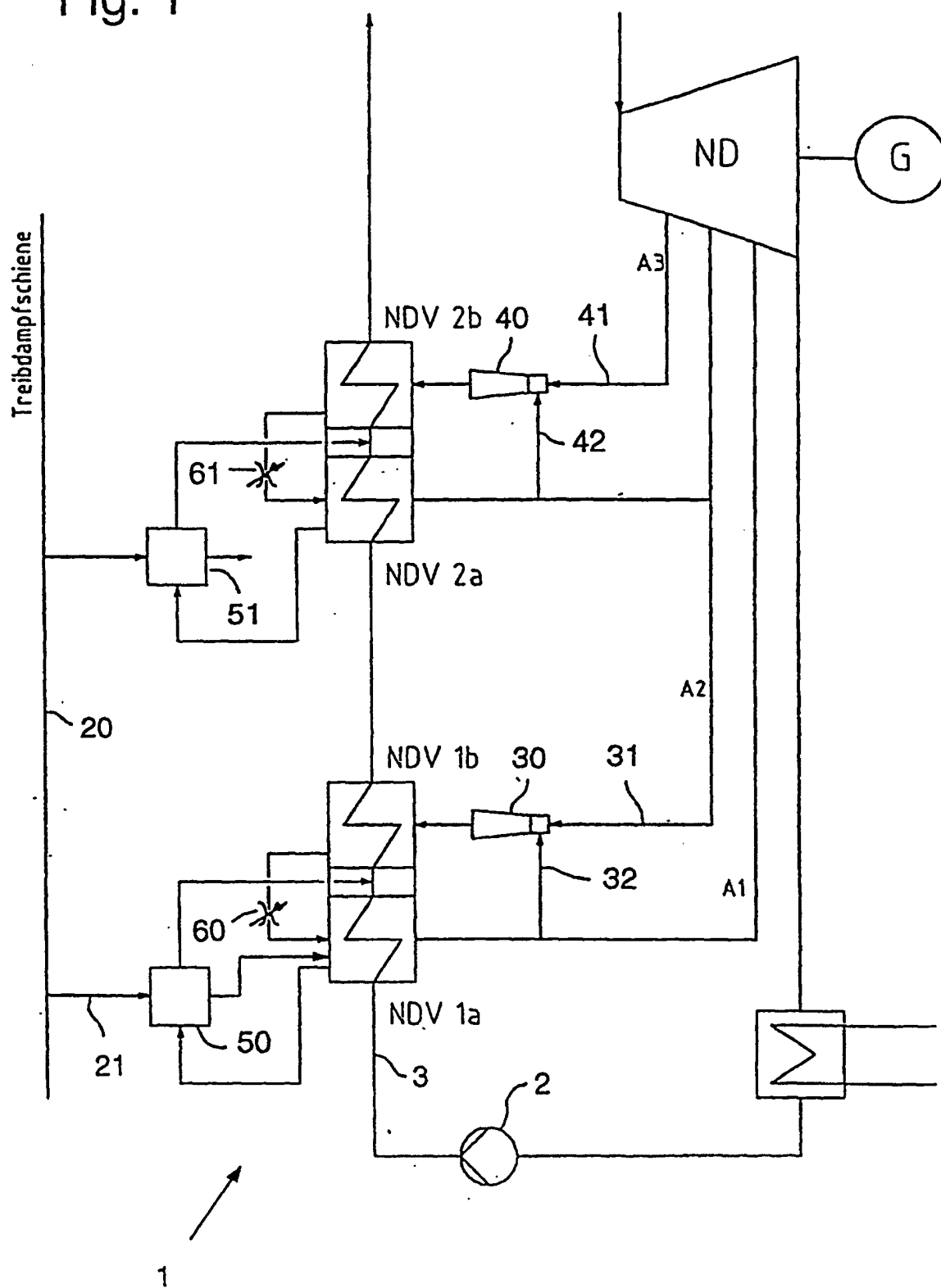
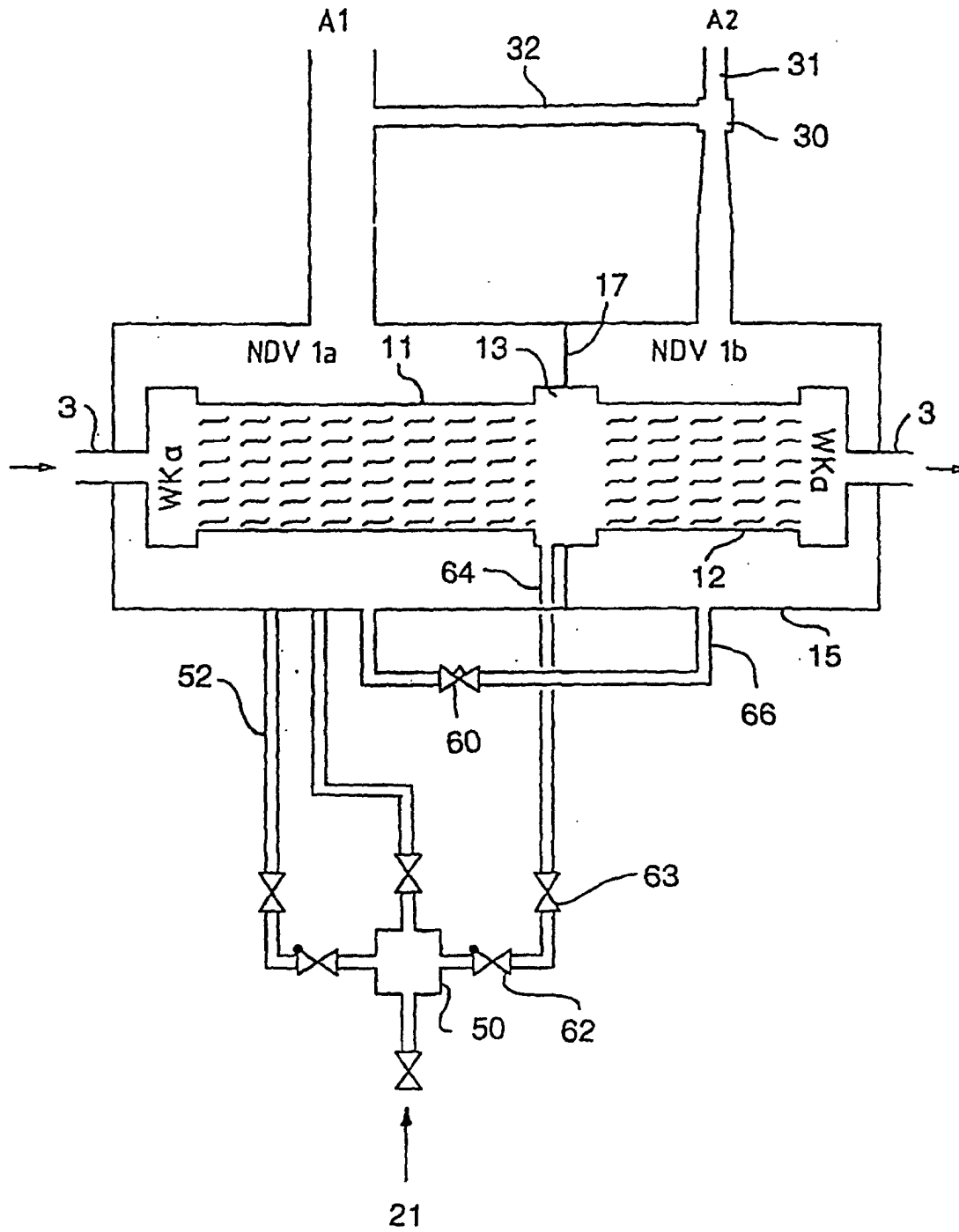


Fig.2



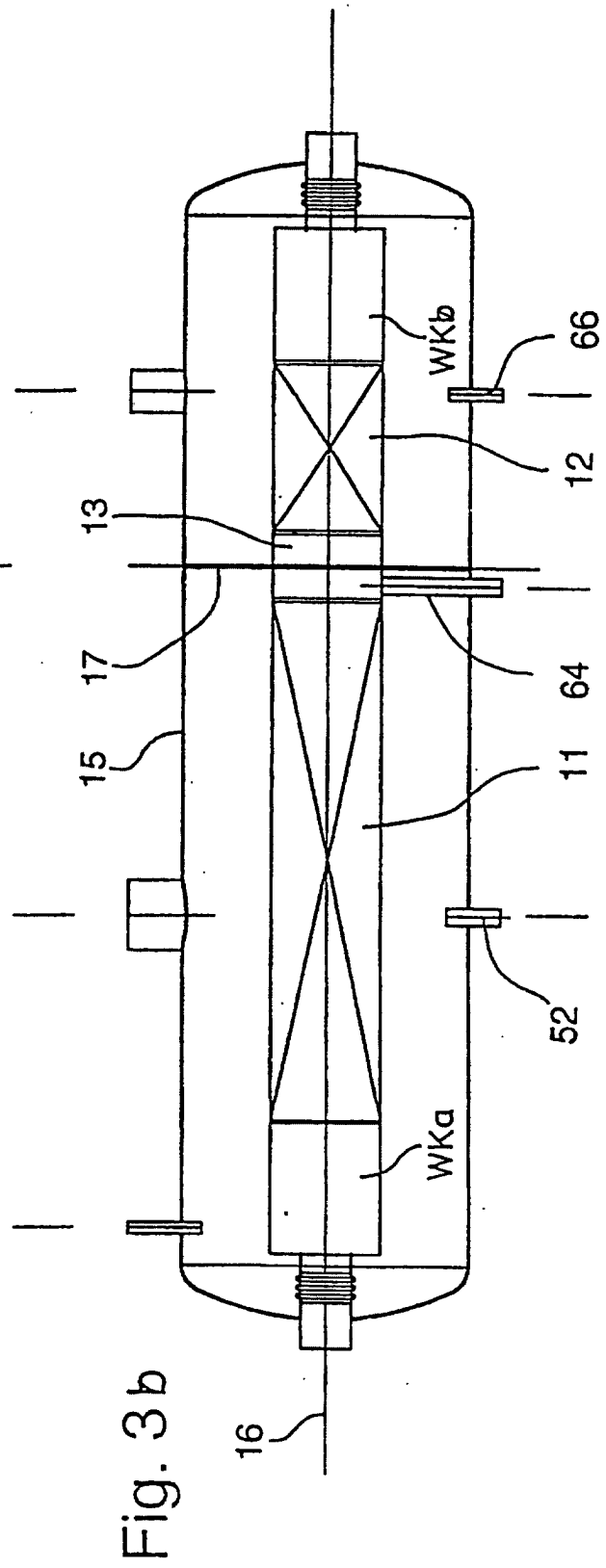
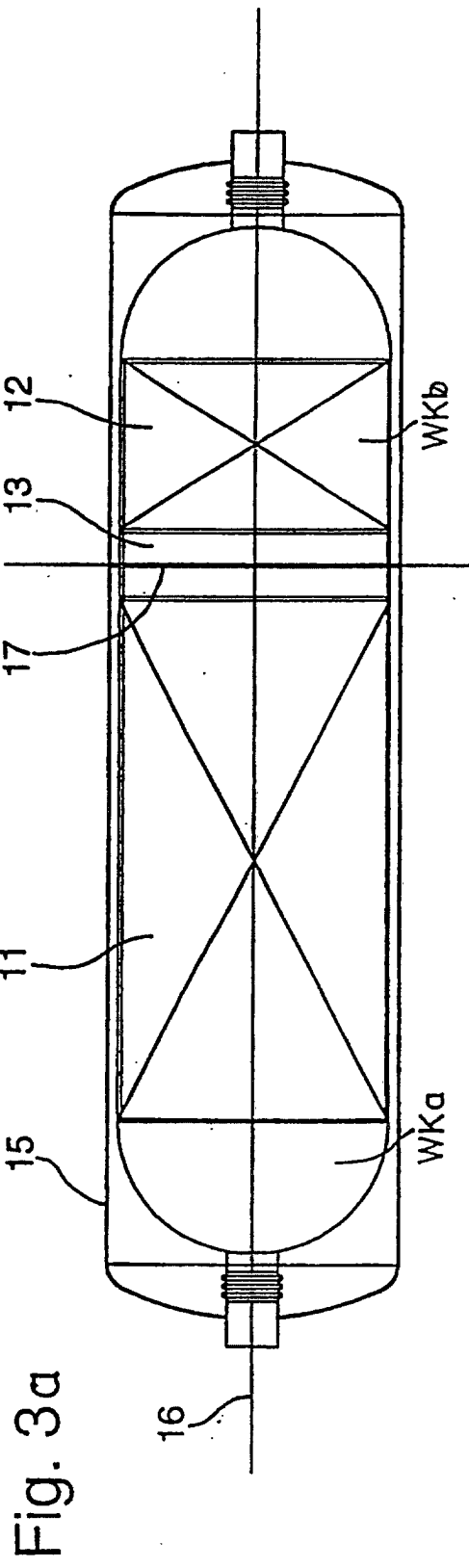


Fig. 4

