



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets

Veröffentlichungsnummer : **0 084 846 B1**

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag der Patentschrift :
02.12.87

(51) Int. Cl.⁴ : **F 22 D 11/00**, **F 22 D 1/18**,
F 28 D 7/04

(21) Anmeldenummer : **83100408.0**

(22) Anmeldetag : **19.01.83**

(54) **Wärmetauscher für den Betrieb einer Heissdampf-Kesselanlage.**

(30) Priorität : **23.01.82 DE 3202144**
08.04.82 DE 3213165
29.06.82 DE 3224153
31.12.82 DE 3248785

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung :
03.08.83 Patentblatt 83/31

(45) Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung : **02.12.87 Patentblatt 87/49**

(84) Benannte Vertragsstaaten :
AT BE CH DE FR GB IT LI LU NL SE

(56) Entgegenhaltungen :
DE-C- 157 408
FR-A- 359 272
FR-A- 809 263
GB-A- 13 325
US-A- 1 939 415
US-A- 2 581 146
US-A- 3 799 256
POWER, Band 93, März 1949, Seiten 114-117 "Here's a small boiler plant that doesn't need to make any apologies"

(73) Patentinhaber : **Jacob, Karl August**
Ochenbruck Zum Schwarzsachtal 3 a
D-8501 Schwarzenbruck (DE)

(72) Erfinder : **Jacob, Karl August**
Ochenbruck Zum Schwarzsachtal 3 a
D-8501 Schwarzenbruck (DE)

(74) Vertreter : **Brose, Manfred, Dr.**
Pellergasse 45
D-8500 Nürnberg 50 (DE)

EP 0 084 846 B1

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

Beschreibung

Die Erfindung betrifft einen Wärmetauscher für den Betrieb einer Heißdampf-Kesselanlage, beispielsweise für Chemisch-Reinigungen, Wäscherien oder dergl., bestehend aus einem Behälter mit Anschlüssen für die Zu- und Abfuhr eines den Behälter durchströmenden ersten Mediums und mit einer im Behälter angeordneten, sich über dessen Höhe erstreckenden, von einem zweiten Medium durchströmbar Spiral, mit in einen Deckel des Behälters mündende Anschlüsse für eine Zuführleitung und eine Abführleitung, wobei die Zuführleitung sich bis zum tiefsten Punkt der Spirale erstreckt und die Abführleitung vom höchsten Punkt der Spirale ausgeht.

Jede Heißdampf-Kesselanlage ist mit einem Kondensatrücklauf versehen. Das Kondensat besteht aus einem Gemisch aus Brüddampf mit ca. 105 °C sowie einem kondensierten Heißwasserdampfgemisch von ca. 90-100 °C.

Das heiße Kondenswasser wird normalerweise in einem Kondensatbehälter der Kesselanlage wieder aufgefangen. Eine Kesselspeisepumpe drückt dieses heiße Wasser sodann wieder in den Heißdampf-Kessel, wo eine erneute Verdampfung stattfindet. Da Wasser über 80-85 °C Schwierigkeiten bei den Pumpen mit sich bringt, werden entweder die Kondensatbehälter sehr groß angelegt oder das Kondensat wird zusätzlich gekühlt. Dies führt jedoch andererseits wieder zu Schwierigkeiten, wenn das Kondensat zu kalt ist (z. B. 60 °C), da dann die Kesselheizflächen bzw. Leitungen versotten. Es ist auch bekannt, die Kondensatbehälter mit einem Abgasstutzen zu versehen, durch den der Brüddampf abdampfen kann. Der Sinn aller dieser Maßnahmen ist es, das sehr heiße Kondensat möglichst abzukühlen, so daß eine Kondensatwassertemperatur vor der Pumpe von 60-70 °C gegeben ist.

Bei derartigen Heißdampf-Kesselanlagen entstehen hohe Wärmeverluste. Ferner benötigt eine derartige Kesselanlage bei Betriebsbeginn eine lange Anlaufzeit, ehe der Heißdampf seine notwendige Temperatur erreicht hat. Um die Wärmeverluste zu mindern, ist es möglich, z. B. Wärmetauscher zu verwenden, bei denen ein erstes Medium in einen Behälter geleitet wird, durch den eine Leitung z. B. spiralförmig, für ein zweites Medium führt. Eine Anordnung einer Anlage mit einem solchen Wärmetauscher ist z. B. aus der FR-A-359 272 bekannt. Desweiteren ist nach der US-A-3 799 256 ein Wärmetauscher mit einer Rohrspirale, die seitlich aus dem Wärmetauscher-mantel herausgeführte Anschlüsse aufweist, bekannt.

Der Erfindung liegt daher die Aufgabe zugrunde, einen Wärmetauscher zu schaffen, mit dem die Wärme des Kondensats einer Heißdampf-Kesselanlage zur Erhöhung der Temperatur des Speisewassers optimal ausgenutzt werden kann, für den Betrieb des Dampfkessels eine möglichst hohe Energieeinsparung erzielt werden kann und in einfacher Weise an verschiedene Betriebsbe-

dingungen bzw. verschiedene Größen des Hochdruck-Dampfkessels, beispielsweise höhere Leistung, Verkürzung der Anheizzeit des Kessels, leicht angepaßt werden kann und ferner die Leistung des Wärmetauschers in Abhängigkeit vom Kondensatanfall steuerbar ist.

Diese Aufgabe wird nach der Erfindung bei einem Wärmetauscher im wesentlichen dadurch gelöst, daß der Anschluß für die Zufuhr des ersten Mediums ebenfalls im Deckel des Behälters vorgesehen ist, daß die senkrecht im Behälter angeordnete Spirale an ihrem oberen Ende als eine Flachspirale ausgebildet ist, daß im Behälter ein vom Deckel ausgehendes, bis zur Ebene der Flachspirale reichendes Prallblech angeordnet ist, durch das Brüddampf des ersten Mediums an die Stellen der Spiralen führbar ist, die sich am Wärmetauschereingang befinden und daß unterhalb der Flachspirale ein Rezirkulationsblech vorgesehen ist, um die Verweildauer des ersten Mediums im Bereich der Flachspirale zu vergrößern.

Durch das im Behälter beispielsweise konisch, vom Deckel ausgehende, bis zur Ebene der Flachspirale reichende, angebrachte Prallblech (Zwangsstrahlblech) wird der Brüddampf an die Stelle der Speisewasser-Spirale geführt, die sich am Wärmetauschereingang befindet. Dadurch wird nochmals eine Erhöhung der Temperatur des Kesselspeisewassers um ca. 5 °C erreicht. Zur weiteren Erhöhung der Ausnützung des Wärmeinhaltes des Kondensats ergibt, daß nach der Erfindung unterhalb der Flachspirale vorgesehene Rezirkulationsblech den wesentlichen Vorteil, daß das heiße Frischkondensat im Bereich der Flachspirale eine intensive Turbulenz entwickelt und einen größeren Teil seines Wärmeinhaltes an die Flachspirale abgibt. Das einströmende Frischkondensat verdampft, umströmt zunächst allseitig die Flachspirale und trifft auf das Rezirkulationsblech auf, was die starke Turbulenz zur Folge hat.

Der erfindungsgemäße Wärmetauscher wird im Kondensatkreislauf nach der Speisewasser-Pumpe und vor dem Kesseleingang geschaltet.

Durch diese Ausbildung ergibt sich der Vorteil, daß das heiße Frischkondensat abgekühlt wird und andererseits das Kesselspeisewasser von ca. 60 °C in der Speisewasser-Spirale durch das Frischkondensat auf ca. 90-95 °C und auch höher, vor dem Kesseleintritt aufgeheizt wird.

Gemäß einem vorteilhaften Ausführungsbeispiel ist die Kondensatleitung mit Verbrauchern verbunden, und führt zu einem Speisewasser-Behälter, wobei die Speisewasser-Zuführleitung an eine Pumpe und die Speisewasser-Abführleitung an einen Hochdruck-Dampfkessel angeschlossen ist.

Gemäß einer Weiterbildung der Erfindung ist die Speisewasser-Spirale an ihrem oberen Ende gemäß einem ersten Ausführungsbeispiel eben oder, gemäß Abwandlungen, nach oben zu kon-

kav oder konvex ausgebildet. Dadurch wird der Wärmeinhalt des Kondensats, der im Frischkondensat vorhanden ist, optimal ausgenützt.

In vorteilhafter Weise wird, nach einem Ausführungsbeispiel der Erfindung, das Rezikulationsblech an der Speisewasser-Zuführleitung angeordnet.

Gemäß einem einfachen Ausführungsbeispiel der Erfindung ist das Rezikulationsblech eben ausgebildet.

Gemäß einer Abwandlung der Erfindung ist das Rezikulationsblech zum Deckel hin konkav ausgebildet.

In noch weiterer Abwandlung der Erfindung ist das Rezikulationsblech zum Deckel hin konvex ausgebildet.

Schließlich kann, beispielsweise bei liegender Anordnung eines Wärmetauschers, auch der Boden des Wärmetauschers als Rezikulationsbleche wirken.

Unabhängig von der räumlichen Ausbildung des Rezikulationsbleches kann dieses, nach einem weiteren Merkmal der Erfindung profiliert sein. Die Profilierung kann durch Erhöhungen oder durch Vertiefungen erfolgen, die punkt- oder linienförmig ausgebildet sein können.

Bevorzugt ist der Durchmesser des Rezikulationsbleches kleiner gewählt als der Innendurchmesser des Behälters. Bei diesem Ausführungsbeispiel strömt somit der Brüddampf von der Mitte des Wärmetauschers etwa radial nach außen und zwischen Rezikulationsblech und Wandung des Wärmetauschers nach unten.

Um eine Anpassung an den Durchsatz des Brüddampfes zu ermöglichen, ist in noch weiterer Ausgestaltung der Erfindung das Rezikulationsblech höhenverstellbar angeordnet.

Um den Wärmetauscher der vorstehend beschriebenen Art derart auszubilden, daß er in einfacher Weise an verschiedene Betriebsbedingungen bzw. verschiedene Größen des Hochdruck-Dampfkessels, beispielsweise höhere Leistung, leicht angepaßt werden kann, ist erfindungsgemäß vorgesehen, daß mindestens ein zwischen dem Behälter und Deckel angeordneter Rohrschuß mit einer zweiten Flachspirale, einem zweiten Prallblech und einem zweiten Rezikulationsblech sowie Verbindungsmittel für die Zuführleitungen und Abführleitungen zwischen dem Rohrschuß und dem Behälter vorgesehen sind.

Durch diese erfindungsgemäße Ausbildung von zusätzlich anbringbaren Rohrschüssen mit Flachspirale wird in vorteilhafter Weise eine einfache Anpassung an verschiedene Betriebsgrößen des jeweils zu betreibenden Hochdruck-Dampfkessels ermöglicht.

Gemäß weiterer Ausgestaltung der Erfindung kann das z. B. zweite Rezikulationsblech im Rohrschuß analog ausgebildet sein zu dem Rezikulationsblech im Wärmetauscher-Behälter selbst. Insbesondere ist in vorteilhafter Weise das z. B. zweite Rezikulationsblech an der Speisewasser-Zuführleitung des Rohrschusses angeordnet. Nach einem ersten Ausführungsbeispiel ist das Rezikulationsblech eben ausgebildet.

Im allgemeinen ist es vorteilhaft, wenn der Durchmesser des Rezikulationsbleches kleiner ist als der Innendurchmesser des Rohrschusses. In Verbindung mit dem Prallblech ist es zweckmäßig, wenn der Durchmesser des Rezikulationsbleches größer ist als der freie innere Durchmesser des Prallbleches.

Auch im Rohrschuß kann, zur Anpassung an den Durchsatz des Brüddampfes, in noch weiterer Ausgestaltung der Erfindung, das oder eines der Rezikulationsblech(e) höhenverstellbar angeordnet sein. In vorteilhafter Weise sind Antriebsmittel für Höhenverstellmittel (des) der Rezikulationsbleche(s) vorgesehen. Die Antriebsmittel für die Höhenverstellmittel können elektrisch oder elektronisch gesteuert werden.

Bei dem erfindungsgemäßen Wärmetauscher wird, bedingt durch die spezielle Art der Zuleitung, das Rückkondensat von den Verbrauchsstellen in zwei Aggregatzuständen Gas und Flüssigkeit getrennt, nämlich Brüddampf und Heißwasser. Dadurch entsteht im Wärmetauscher eine Primär-(Gas)-Zone und eine Sekundär-(Wasser)-Zone. Durch die Dampfbildung in der speziell geformten Primärzone ist ein hoher k-Wert gegeben. In der Sekundärzone wird das Kesselspeisewasser vorgeheizt. Diese Zone befindet sich im unteren Drittel des Wärmetauschers, nämlich im Flüssigkeitsbereich.

Um den Wirkungsgrad dieses Wärmetauschers noch weiter zu erhöhen, und eine weitere Energieeinsparung für den Betrieb des Dampfkessels zu erzielen ist, in der Kondensat-Leitung vom Wärmetauscher zum Kondensat-Behälter eine Rückschlagklappe angeordnet.

Durch die erfindungsgemäße Ausbildung wird erreicht, daß ein die Funktion des Wärmetauschers gewährleistender Staudruck entsteht. Da der Wärmetauscher im Druckbereich von $\pm 0,2$ bar arbeitet, verhindert die Rückschlagklappe die Rücksaugung des wärmetechnisch verbrauchten Kondensats.

Der erfindungsgemäße Wärmetauscher kann zusätzlich zur Erzeugung von Brauchwasser verwendet werden. Dazu ist es vorteilhaft, wenn um den Wärmetauscher ein Brauchwasser-Behälter-Mantel angeordnet ist mit einem Brauchwasser-Zuführanschluß und einem Brauchwasser-Abführanschluß.

Zur noch weiteren Steigerung der Ausnutzung des Wärmeinhalts des Kondensats ist es vorteilhaft, wenn die Kondensat-Leitung im Behälter wärmeisoliert ist.

Weitere Einzelheiten, Vorteile und Merkmale der Erfindung werden anhand der Ausführungsbeispiele gemäß der Zeichnung näher erläutert. Dabei zeigt :

Fig. 1 schematisch eine Prinzipdarstellung einer Heißdampf-Kesselanlage,

Fig. 2 einen Längsschnitt durch einen erfindungsgemäßen Wärmetauscher,

Fig. 3 einen Querschnitt in Höhe der ebenen Spirale gemäß dem Schnitt I-I in Fig. 2,

Fig. 4 einen Längsschnitt durch ein Ausführungsbeispiel eines erfindungsgemäßen Wärme-

tauschers.

Fig. 5 einen Querschnitt in Höhe der ebenen Spirale gemäß dem Schnitt I-I in Fig. 4,

Fig. 6 eine Prinzipdarstellung einer Heißdampf-Kesselanlage, analog zu Fig. 1 mit einem zweiten Ausführungsbeispiel eines Wärmetauschers,

Fig. 7 einen Längsschnitt durch ein weiteres Ausführungsbeispiel eines erfindungsgemäßen Wärmetauschers,

Fig. 8 einen Querschnitt in Höhe der ebenen Spirale gemäß dem Schnitt I-I bzw. II-II in Fig. 7,

Fig. 9 eine Prinzipdarstellung einer Heißdampf-Kesselanlage analog Fig. 1 mit einem weiteren Ausführungsbeispiel eines Wärmetauschers, und

Fig. 10 einen Längsschnitt durch das Ausführungsbeispiel eines Wärmetauschers gemäß Fig. 9.

In Fig. 1 ist schematisch eine Hochdruck-Dampfkessel-Anlage dargestellt. Eine derartige Anlage umfaßt einen Hochdruck-Dampfkessel 1, der einen Hochdruckdampf mit einer Temperatur von etwa 150-170 °C bei einem Druck von etwa 5-7 bar abgibt. Der Heißdampf wird über eine Hochdruck-Dampfleitung 2 Verbrauchern 3', 3'', 3''' zugeführt. Derartige Verbraucher können, bei Verwendung der Kesselanlage in einer Chemisch-Reinigung oder in einer Wäscherei, Bügelmaschinen, Dämpfpuppen, Dampfkabinen oder dergleichen sein. Von den Verbrauchern 3', 3'', 3''' wird das Heißkondensat über eine erste Kondensat-Leitung 4 zurückgeführt. Diese Leitung 4 führt normalerweise zu einem Speisewasser-(Kondensat)-Behälter 5, in dem das Kondensat abkühlt. Vom Kondensatbehälter 5 wird das Speisewasser mittels einer Speisewasser-Pumpe 7 wieder dem Hochdruck-Dampfkessel 1 zugeführt.

Bei dem Ausführungsbeispiel nach Fig. 1 wird das Kondensat, ehe es in den Kondensat-Behälter 5 eintritt, durch einen erfindungsgemäßen Wärmetauscher 8 geführt. Im Wärmetauscher 8 wird die Wärme des mit einer Temperatur von etwa 90-105 °C zurückfließenden Kondensats an das Speisewasser abgegeben, sodaß das Kondensat beim Verlassen des Wärmetauschers 8 eine Temperatur von etwa 50 °C aufweist und mit dieser Temperatur in den Speisewasser-Behälter 5 eintritt. Durch die Abkühlung im Behälter 5 sinkt die Temperatur des Speisewassers nach der Pumpe 7 auf etwa 40 °C. Durch den Wärmeaustausch im Wärmetauscher 8 wird sodann die Temperatur des Kesselwassers wiederum auf etwa 80-105 °C erhöht.

Da das Speisewasser bereits mit relativ hoher Temperatur in den Dampfkessel 1 eintritt, wird die zur Erzeugung des Dampfes mit 150-170 °C benötigte Wärmemenge verringert. Messungen haben ergeben, daß ein mindestens 20 % geringerer Bedarf an Heizenergie entsteht.

Ein zusätzlicher Vorteil ergibt sich dadurch, daß bei Betriebsbeginn der Heizkessel 1 wesentlich früher seine Betriebstemperatur erreicht und den Heißdampf abgeben kann. Das heiße Frischkondensat kühlt sich durch die Abgabe der Wärme an das durchgepumpte Kondensat ab. Der durch die Pumpe 7 bewirkte Zwangsdurchlauf durch den Wärmetauscher 8 ermöglicht die vor-

teilhafte Ausnützung der Wärme des Wärmeinhaltes des Heißkondensats aus der Rücklaufleitung 4 zur Aufheizung des Speisewassers für den Dampfkessel 1.

In Fig. 2 ist ein erfindungsgemäßer Wärmetauscher 8 im Längsschnitt dargestellt. Dieser Wärmetauscher 8 besteht im allgemeinen aus einem zylindrischen Kessel mit einem Deckelteil 17, in den die Kondensatleitung 4 und eine Speisewasser-Zuführleitung 6 münden. Das abgekühlte Kondensat wird mittels einer zweiten Kondensatleitung 10 zu einem Speisewasser-Behälter 5 geleitet. Die Speisewasser-Zuführleitung 6 erstreckt sich vom Deckel 17 bis zum tiefsten Punkt des Wärmetauschers 8 und wird dann spiralförmig als Schlange bis zu einer, ebenfalls am Deckel 17 angeordneten Speisewasser-Abführleitung 9 geführt. Durch die Anordnung der Kondensat-Leitung 4 am Deckel 17 wird erreicht, daß das heißeste Kondensat auf die Endwindungen einer Speisewasser-Spirale 11 kurz vor deren Austritt aus dem Wärmetauscher 8 auftrifft.

Dadurch, daß der Wärmetauscher 8 im Kreislauf nach der Pumpe 7 und vor dem Kessel 1 geschaltet ist, ergibt sich eine besonders günstige Ausnützung der Wärme des Kondensats, durch den dadurch bedingten Zwangsdurchlauf des Kessel-speisewassers durch den Wärmetauscher 8.

Eine noch weitere Erhöhung der Temperatur des durchgepumpten Kessel-Speisewassers kann dadurch erreicht werden, daß die Speisewasser-Spirale 11 an ihrem oberen Ende mit einer zusätzlichen, ebenen bzw. nach oben konvexen oder konkaven Speisewasser-Spirale 12 bzw. Flachspirale versehen ist. Bei Anwendung einer derartigen zusätzlichen Flachspirale wird zweckmäßig, ausgehend vom Deckel 1, ein Prallblech 16 (Zwangsstrahlblech) vorgesehen. Dieses Prallblech 16 kann scheibenförmig oder ringförmig ausgebildet sein. Durch dieses Prallblech 16 wird der Brüden-dampf an die Stellen der Spiralen 11 bzw. 12 geführt, die sich am Wärmetauscher-Eingang befinden. Die Anwendung einer ebenen Flachspirale 12 und eines Prallbleches 16 ergibt eine weitere Erhöhung der Temperatur des Kessel-Speisewassers um ca. 5 °C.

In Fig. 3 ist in einem Querschnitt gemäß der Linie I-I der Fig. 2 in der Ebene der Flachspirale 12 die Zuordnung der einzelnen Leitungen und Spiralen ersichtlich.

Durch die Erhöhung der Temperatur des Kessel-Speisewassers auf ca. 80-105 °C wird einerseits erreicht, daß der Kessel 1 in ca. 15-30 Minuten seinen vollen Betrieb aufnehmen kann und daß der Schwefelanteil im Heizöl für den Heizkessel stets gasförmig bleibt, sodaß kein SO₂ ausfällt und damit auch eine Versottung der Heizflächen des Kessels 1 vermieden wird.

Bei dem Ausführungsbeispiel eines erfindungsgemäßen Wärmetauschers gemäß Fig. 4 und 5 ist, um die Verweildauer des Frischkondensates im Bereich der ebenen Spirale 12 zu vergrößern bzw. Frischkondensat zu speichern, unterhalb dieser Flachspirale 12 ein Rezirkulationsblech 18 vorgesehen. Dieses, vorzugsweise runde, Rezirkula-

tionsblech 18 ist zweckmäßig an der Speisewasser-Zuführleitung 6 angeordnet. Das Rezikulationsblech 18 kann dabei mit der Leitung 6 verschweißt sein. Es kann auch an geeigneten Stegen 19 aufgelegt oder eingehängt sein. Gemäß einer vorteilhaften Weiterbildung kann das Rezikulationsblech 18 auch höhenverstellbar angeordnet sein. Dadurch ergibt sich die Möglichkeit, eine Anpassung des Spaltes zwischen Prallblech 16 und Rezikulationsblech 18 an den jeweiligen Durchsatz an Frischkondensat anzupassen.

Die Ausbildung ist dabei derart getroffen, daß der Durchmesser des Rezikulationsbleches 18 kleiner ist als der Innendurchmesser des Wärmetauschers. Dadurch ergibt sich ein Spalt zwischen dem Mantel des Wärmetauschers und dem Rezikulationsblech 18, durch den das abgekühlte Kondensat nach unten absinken kann.

Das Rezikulationsblech 18 kann, wie in Fig. 4 links dargestellt, eben ausgebildet sein oder aber auch konvex bzw. konkav in Richtung zum Deckel 17, wie in Fig. 4 rechts gezeigt.

In Fig. 5 ist in einem Querschnitt gemäß der Linie I-I der Fig. 4 in der Ebene der Flachspirale 12 die Zuordnung der einzelnen Leitungen und Spiralen sowie des Prallbleches 16 und des Rezikulationsbleches 18 ersichtlich.

Gemäß einem weiteren Ausführungsbeispiel der Erfindung nach Fig. 6 bis 8 ist auf dem Behälter 8 des Wärmetauschers, zwecks Anpassung an die jeweilige Leistung des Hochdruck-Dampfkessels 1 (Fig. 6) ein zweiter Wärmetauscher derart angeordnet, daß ein Rohrschuß 20 besteht, wobei Rohrschuß 20 und Behälter 8 über Ringflansche 22, 23 miteinander verbunden sind.

In Fig. 7 ist ein derartiger erfindungsgemäßer Wärmetauscher 8 in Verbindung mit dem Rohrschuß 20 im Längsschnitt dargestellt.

Der erfindungsgemäß vorgesehene, zusätzliche Wärmetauscherabschnitt ist in einem Rohrschuß 20 angeordnet. Dieser Rohrschuß 20 ist mit einem oberen Ringflansch 21 versehen, mit dem ein Deckel 17 verbunden ist. In den Deckelteil 17 mündet die Kondensatleitung 4 und eine Speisewasser-Zuführleitung 6". Durch eine ebenfalls am Deckel 17 angeordnete Speisewasser-Abführleitung 9" wird das Speisewasser an den Kessel 1 zurückgeleitet. Das abgekühlte Kondensat wird mittels einer am Behälter 8 angeordneten Kondensat-Leitung 10 zu einem Speisewasser-Behälter 5 geleitet. Die Speisewasser-Zuführleitung 6" bzw. 6' erstreckt sich vom Deckel 17 bis zum tiefsten Punkt des Behälters 8 und wird dann spiralförmig als Schlange bis zu der Speisewasser-Abführleitung 9' bzw. 9" geführt. Durch die Anordnung der Kondensat-Leitung 4 am Deckel 17 wird erreicht, daß das heißeste Kondensat auf die Endwindungen einer im Rohrschuß 20 angeordneten Speisewasser-Flachspirale 12", kurz vor deren Austritt aus dem Wärmetauscher-Rohrschuß 20, auftrifft.

Die Speisewasser-Spirale 11 ist auch im Behälter 8 an ihrem oberen Ende als ebene oder konkave oder konvexe Speisewasser-Flachspirale 12' ausgebildet, die mit einer Flachspirale 12"

im Rohrschuß 20 verbunden ist. Auch im Rohrschuß 20 ist ein Rezikulationsblech 18" vorgesehen, sowie ein Prallblech 16".

Zur besseren Übersicht bzw. Verdeutlichung sind in Fig. 7 die Speisewasser-Spirale 11 bzw. die etwa ebenen Speisewasser-Flachspiralen 12' und 12", abweichend von der in Wirklichkeit etwa waagerechten Lage im Behälter 8 bzw. im Rohrschuß 20, geneigt dargestellt.

Durch die Prallbleche 16', 16" wird der Brüden- dampf an die Stellen der Spiralen 11 bzw. 12', 12" geführt, die sich am Kesseleingang befinden. Diese Anwendung ebener Flachspiralen 12', 12" und Prallbleche 16', 16" ergibt eine weitere Erhöhung der Temperatur des Kessel-Speisewassers um ca. 5 °C.

Die unterhalb der Flachspirale 12' bzw. 12" vorgesehenen Rezikulationsbleche 18', 18" vergrößern die Verweildauer des Brüden- dampfes im Bereich der ebenen Spiralen 12' bzw. 12".

Diese, vorzugsweise runden, Rezikulationsbleche 18', 18" sind zweckmäßig jeweils an der Speisewasser-Zuführleitung 6' bzw. 6" angeordnet. Das jeweilige Rezikulationsblech 18' bzw. 18" kann dabei mit der Leitung 6' bzw. 6" verschweißt sein. Es kann auch an geeigneten Stegen 19 aufgelegt oder eingehängt sein. Gemäß einer vorteilhaften Weiterbildung kann jedes Rezikulationsblech 18' bzw. 18" auch höhenverstellbar angeordnet sein. Dadurch ergibt sich die Möglichkeit, eine Anpassung des Spaltes zwischen zugehörigem Prallblech 16' bzw. 16" und Rezikulationsblech 18', 18" an den jeweiligen Durchsatz an Brüden- dampf anzupassen.

Die Ausbildung kann dabei derart getroffen sein, daß Höhenverstellmittel 25 vorgesehen sind, die durch Antriebsmittel 26 betätigt werden. Die Steuerung der Antriebsmittel 26 kann dabei durch elektronische oder elektrische Elemente erfolgen, die in Abhängigkeit vom Anfall an Brüden- dampf die Antriebsmittel 26 steuern. Dabei kann beispielsweise eine Turbine an der Kondensat-Leitung 4 zur Mengenmessung des einströmenden Brüden- dampfes bzw. Kondensats vorgesehen werden.

Die Ausbildung der Rezikulationsbleche 18' bzw. 18" kann dabei derart getroffen sein, daß ihr Durchmesser kleiner ist als der Innendurchmesser des Behälters 8 bzw. des Rohrschusses 20. Dadurch ergibt sich jeweils ein Spalt zwischen dem Mantel des Behälters 8 bzw. Rohrschusses 20 und dem Rezikulationsblech 18' bzw. 18", durch den das abgekühlte Kondensat nach unten absinken kann.

Das jeweilige Rezikulationsblech 18', 18" kann, wie in Fig. 7 dargestellt, eben ausgebildet sein oder aber auch konvex bzw. konkav in Richtung zum Deckel 17.

Durch den erfindungsgemäßen, zusätzlichen Wärmetauscherteil im Rohrschuß 20 ist es möglich, den Wärmetauscher an die jeweiligen Betriebsbedingungen des zugehörigen Hochdruck- Dampfkessels bzw. der Anlage anzupassen. Es besteht auch die Möglichkeit, mehrere Rohrschüsse 20 mit einer jeweiligen ebenen Flachspi-

rale axial hintereinander anzubringen. Es brauchen dazu lediglich die jeweiligen Flansche verbunden und auf den obersten Rohrschuß 20 der Deckel 17 aufgeschraubt zu werden. Die Speisewasser-Leitung 6' bzw. 6" der einzelnen Rohrschüsse 20 und des Wärmetauscherteils 8 werden durch an sich bekannte, beliebige Verbindungsmittel 24 miteinander verbunden.

In Fig. 8 ist in einem Querschnitt gemäß den Linien I-I bzw. II-II der Fig. 7 in den Ebenen der Flachspiralen 12', 12" die Zuordnung der einzelnen Leitungen und Spiralen sowie der Prallbleche 16', 16" und der Rezirkulationsbleche 18', 18" ersichtlich.

Die Fig. 9 und 10 zeigen ein weiteres Ausführungsbeispiel, bei dem durch eine entsprechende Ausbildung der Leitungen der Wirkungsgrad des Wärmetauschers 8 weiter erhöht und für den Betrieb des Dampfkessels 1 eine weitere Energieeinsparung erzielt werden kann.

In Fig. 9 ist eine erfindungsgemäß ausgebildete Anlage schematisch dargestellt. In Fig. 10 ein erfindungsgemäß weitergebildeter Wärmetauscher 8. In Fig. 10 ist dieser erfindungsgemäße Wärmetauscher 8 im Längsschnitt dargestellt. Das abgekühlte Kondensat, wird, wie bei den anderen Ausführungsbeispielen, mittels einer zweiten Kondensat-Leitung 10 dem Speisewasser-Behälter 5 zugeleitet. Die zweite, nach oben führende Kondensat-Leitung 10 weist eine Länge von etwa 2,5 m auf und ist vorzugsweise im oberen Bereich mit einer Rückschlagklappe 27 versehen.

Durch die Anordnung der Rückschlagklappe 27 in der Leitung 10 wird erreicht, daß beim Arbeiten des Wärmetauschers 8 im Unterdruckbereich das wärmetechnisch verbrauchte Kondensat nicht in den Wärmetauscher 8 zurückgesaugt wird und das Gasvolumen der Primärzone aufrechterhalten bleibt. Durch das Hochführen der Kondensatleitung 10 und die Rückschlagklappe 27 entsteht der für die Funktion des Wärmetauschers vorteilhafte Staudruck. Die dadurch sich ergebende Unterteilung des Wärmetauschers in zwei Zonen ermöglicht, daß das auftretende Kondensat sich schlagartig entspannt, d. h. expandiert und sich zu einem Gasvolumen im Sinne des Aggregatzustandes als Gas vergrößert. Zur selben Zeit wird dem Gasvolumen durch Kontakt mit einer großen wärmeabziehenden Oberfläche, nämlich der Speisewasser-Spirale 11, schlagartig ein großer Teil des Wärmeinhaltes entzogen. Der Dampf fällt auf ca. 1/1000 seines Volumens zusammen, wodurch ein Vakuum von bis zu —0,4 bar im gesamten Kondensat-Leitungssystem entsteht. Dadurch wird Kondensat beschleunigt dem Wärmetauscher zugeführt.

Die repulsierende Arbeitsweise des Wärmetauschers im plus- und minus-Druckbereich ermöglicht den Aufbau der Druckzone und damit die Speicherung von ungleichmäßig anfallendem Frischkondensat. Da durch das Staudruckprinzip, Hochführung der Kondensat-Leitung auf der Ausgangsseite um ca. 2,5 m, ein Druckaufbau entsteht, mit maximal ca. 0,4 bar, ist die Primärzone

zeitweise mit einem Niederdruckdampfkessel zu vergleichen.

Eine noch weitere Ausnutzung des Wärmeinhaltes des Kondensats kann dadurch stattfinden, daß der Wärmetauscher 8 mit einem zusätzlichen Mantel 15 (Fig. 2 oder 3) umgeben ist, der einen Brauchwasserbehälter bildet. Das Brauchwasser kann durch einen Brauchwasser-Zuführanschluß 13 zugeleitet und vom Brauchwasser-Zylinder durch eine Brauchwasser-Abführleitung 14 entnommen werden.

Eine noch weitere Erhöhung der Wärmeausnutzung ergibt sich dann, wenn die Kondensat-Leitung 4, sowie der Wärmetauscher wärmeisoliert ist.

Bezugszeichenliste

	1 Hochdruck-Dampfkessel
	2 Hochdruck-Dampfleitung
	3', 3", 3''' Verbraucher
	4 Kondensatleitung
5	5 Speisewasser-(Kondensat-)Behälter
	6', 6" Speisewasser-Leitung
25	7 Speisewasser-Pumpe
	8 Wärmetauscher-Behälter
	9', 9" Speisewasser-Leitung
	10 Kondensatleitung
	11 Speisewasser-Spirale
30	12', 12" Speisewasser-Flachspirale
	13 Brauchwasser-Anschluß
	14 Brauchwasser-Anschluß
	15 Brauchwasser-Behälter-Mantel
	16', 16" Prallblech
35	17 Deckel von 8
	18', 18" Rezirkulationsblech
	19 Haltestreben
	20 Rohrschuß
40	21 oberer Ringflansch
	22 unterer Ringflansch
	23 oberer Ringflansch von 8
	24 Verbindungsmittel 6-6'
	25 Höhenverstellmittel für 18-18'
45	26 Antrieb
	27 Rückschlagklappe

Patentansprüche

1. Wärmetauscher für den Betrieb einer Heißdampf-Kesselanlage, beispielsweise für Chemisch-Reinigungen, Wäschereien oder dergleichen, bestehend aus einem Behälter (8) mit Anschlüssen für die Zu- und Abfuhr eines den Behälter durchströmenden ersten Mediums und mit einer im Behälter angeordneten, sich über dessen Höhe erstreckenden, von einem zweiten Medium durchströmbar Spirale (11), mit in einen Deckel (17) des Behälters mündende Anschlüsse für eine Zuführleitung (6) und eine Abführleitung (9), wobei die Zuführleitung sich bis zum tiefsten Punkt der Spirale erstreckt und die Abführleitung vom höchsten Punkt der Spirale ausgeht, dadurch gekennzeichnet, daß der Anschluß für die Zufuhr des ersten Mediums eben-

falls im Deckel (17) des Behälters (8) vorgesehen ist, daß die senkrecht im Behälter angeordnete Spirale (11) an ihrem oberen Ende als eine Flachspirale (12) ausgebildet ist, daß im Behälter (8) ein vom Deckel (17) ausgehendes, bis zur Ebene der Flachspirale (12) reichendes Prallblech (16) angeordnet ist, durch das Bründendampf des ersten Mediums an die Stellen der Spiralen (11 bzw. 12) führbar ist, die sich am Wärmetauschereingang befinden und daß unterhalb der Flachspirale (12) ein Rezirkulationsblech (18) vorgesehen ist, um die Verweildauer des ersten Mediums im Bereich der Flachspirale (12) zu vergrößern.

2. Wärmetauscher nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Flachspirale (12) eben ausgebildet ist.

3. Wärmetauscher nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Flachspirale (12) nach oben konkav oder konvex ausgebildet ist.

4. Wärmetauscher nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß das Rezirkulationsblech (18) an der Zuführleitung (6) angeordnet ist.

5. Wärmetauscher nach Anspruch 3 oder 4, dadurch gekennzeichnet, daß das Rezirkulationsblech (18) eben ausgebildet ist.

6. Wärmetauscher nach Anspruch 3 oder 4, dadurch gekennzeichnet, daß das Rezirkulationsblech (18) zum Deckel (17) hin konkav ausgebildet ist.

7. Wärmetauscher nach Anspruch 3 oder 4, dadurch gekennzeichnet, daß das Rezirkulationsblech (18) zum Deckel (17) hin konvex ausgebildet ist.

8. Wärmetauscher nach einem der Ansprüche 3 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß das Rezirkulationsblech (18) profiliert ist.

9. Wärmetauscher nach einem der Ansprüche 3 bis 8, dadurch gekennzeichnet, daß der Durchmesser des Rezirkulationsbleches (18) kleiner ist als der Innendurchmesser des Behälters (8).

10. Wärmetauscher nach einem der Ansprüche 3 bis 9, dadurch gekennzeichnet, daß das Rezirkulationsblech (18) höhenverstellbar angeordnet ist.

11. Wärmetauscher nach einem der Ansprüche 3 bis 10, gekennzeichnet durch mindestens einen zwischen dem Behälter (8) und Deckel (17) angeordneten Rohrschuß (20) mit einer zweiten Flachspirale (12'), einem zweiten Prallblech (16') und einem zweiten Rezirkulationsblech (18'), sowie durch Verbindungsmittel (24) für die Zuführleitungen (6', 6'') und Abführleitungen (9', 9'') zwischen dem Rohrschuß (20) und dem Behälter (8).

12. Wärmetauscher nach Anspruch 11, dadurch gekennzeichnet, daß das zweite Rezirkulationsblech (18'), an der Zuführleitung (6') des Rohrschusses (20) angeordnet ist.

13. Wärmetauscher nach Anspruch 11 oder 12, dadurch gekennzeichnet, daß der Durchmesser des zweiten Rezirkulationsbleches (18') kleiner ist als der Innendurchmesser des Rohrschusses (20).

14. Wärmetauscher nach einem der Ansprüche 11 bis 13, dadurch gekennzeichnet, daß der Durchmesser des Rezirkulationsbleches (18) bzw. (18') größer ist als der freie innere Durchmesser des Prallbleches (16 bzw. 16').

15. Wärmetauscher nach einem der Ansprüche 11 bis 14, dadurch gekennzeichnet, daß mindestens eines der Rezirkulationsbleche (18 bzw. 18') höhenverstellbar angeordnet ist.

16. Wärmetauscher nach Anspruch 15, gekennzeichnet durch Antriebsmittel (16) für Höhenverstellmittel (25) des Rezirkulationsbleches (18 bzw. 18').

17. Wärmetauscher nach einem der Ansprüche 1 bis 16, gekennzeichnet, durch einen den Behälter (8) umschliessenden Brauchwasserbehältermantel (15) mit Brauchwasserzuführanschluß (13) und Brauchwasserabführanschluß (14).

Claims

1. Heat exchanger for operating a superheated steam boiler plant, for example for chemical cleaning systems, laundries or the like, comprising a container (8) having connections for the feed and discharge of a first medium which passes through the container and with, disposed in the container and extending over the height thereof and adapted to be traversed by a second medium, a spiral (11) having, terminating in a cover (17) of the container, connections for a feed line (6) and a discharge line (9), the feed line extending to the lowest point of the spiral and the discharge line starting from the highest point of the spiral, characterised in that the connection for the supply of first medium is likewise comprised in the cover (17) of the container (8), and in that the spiral (11) disposed vertically in the container is at its upper end constructed as a flat spiral (12) and in that there is in the container (8) and starting from the cover (17) a baffle plate (16) extending to the level of the flat spiral (12) and through which vapour steam from the first medium can be carried to those parts of the spirals (11, 12) which are at the heat exchanger input and in that there is under the flat spiral (12) a recirculating plate (18) in order to increase the dwell time of the first medium in the region of the flat spiral (12).

2. Heat exchanger according to Claim 1, characterised in that the flat spiral (12) is of flat construction.

3. Heat exchanger according to Claim 2, characterised in that the flat spiral (12) is constructed to be upwardly concave or convex.

4. Heat exchanger according to Claim 3, characterised in that the recirculation plate (18) is disposed on the supply line (6).

5. Heat exchanger according to Claim 3 or 4, characterised in that the recirculation plate (18) is flat.

6. Heat exchanger according to Claim 3 or 4, characterised in that the recirculation plate (18) is constructed to be concave towards the cover (17).

7. Heat exchanger according to Claim 3 or 4, characterised in that the recirculation plate (18) is constructed to be convex towards the cover (17).

8. Heat exchanger according to one of Claims 3 to 7, characterised in that the recirculation plate

(18) is profiled.

9. Heat exchanger according to one of Claims 3 to 8, characterised in that the diameter of the recirculation plate (18) is smaller than the inside diameter of the container (8).

10. Heat exchanger according to one of Claims 3 to 9, characterised in that the recirculation plate (18) is vertically adjustable.

11. Heat exchanger according to one of Claims 3 to 10, characterised by, disposed between the container (8) and the cover (17), at least one length of pipe (20) with a second flat spiral (12'), a second baffle plate (16') and a second recirculation plate (18'), as well as by connecting means (24) for the supply lines (6', 6'') and discharge lines (9', 9'') between the length of pipe (20) and the container (8).

12. Heat exchanger according to Claim 11, characterised in that the second recirculation plate (18') is located on the supply line (6') of the pipe run (20).

13. Heat exchanger according to Claim 11 or 12, characterised in that the diameter of the second recirculation plate (18') is smaller than the inside diameter of the pipe run (20).

14. Heat exchanger according to one of Claims 11 to 13, characterised in that the diameter of the recirculation plate (18) or (18') is greater than the free inside diameter of the baffle (16, 16').

15. Heat exchanger according to one of Claims 11 to 14, characterised in that at least one of the recirculation plates (18, 18') is vertically adjustable.

16. Heat exchanger according to Claim 15, characterised by drive means (16) for height adjusting means (25) for the recirculation plate (18, 18').

17. Heat exchanger according to one of Claims 1 to 16, characterised by, enclosing the container (8), an industrial water container jacket (15) with an industrial water feed connection (13) and an industrial water discharge connection (14).

Revendications

1. Echangeur de chaleur pour l'exploitation d'une installation comprenant une chaudière à vapeur surchauffée, par exemple pour des entreprises de nettoyage à sec, des laveries ou analogues, comprenant un récipient (8) avec des raccords pour l'amenée et l'évacuation d'un premier fluide, traversant le récipient, et un serpentín (11), placé dans le récipient, s'étendant sur la hauteur de celui-ci et pouvant être parcouru par un second fluide, avec des raccords débouchant dans un couvercle (17) du récipient pour une conduite d'amenée (6) et une conduite d'évacuation (9), la conduite d'amenée s'étendant jusqu'au point le plus bas du serpentín et la conduite d'évacuation partant du point le plus haut du serpentín, caractérisé en ce que le raccord pour l'amenée du premier fluide est également prévu dans le couvercle (17) du récipient, que le serpentín (11), disposé verticalement dans le récipient,

est réalisé à son extrémité supérieure sous la forme d'un serpentín plat (12), qu'une chicane (16) partant du couvercle (17) s'étend dans le récipient (8) jusqu'au plan du serpentín plat (12), chicane par laquelle la buée du premier fluide peut être amenée aux points des serpentíns (11, respectivement 12) qui sont situés à l'entrée de l'échangeur de chaleur, et qu'une tôle de recyclage (18) est prévue au-dessous du serpentín plat (12) afin de prolonger la durée de séjour du premier fluide dans la région du serpentín plat (12).

2. Echangeur selon la revendication 1, caractérisé en ce que le serpentín plat (12) est plan.

3. Echangeur selon la revendication 2, caractérisé en ce que le serpentín plat (12) possède une courbure concave ou convexe dirigée vers le haut.

4. Echangeur selon la revendication 3, caractérisé en ce que la tôle de recyclage (18) est disposée sur la conduite d'amenée (6).

5. Echangeur selon la revendication 3 ou 4, caractérisé en ce que la tôle de recyclage (18) est plane.

6. Echangeur selon la revendication 3 ou 4, caractérisé en ce que la tôle de recyclage (18) possède une courbure concave dirigée vers le couvercle (17).

7. Echangeur selon la revendication 3 ou 4, caractérisé en ce que la tôle de recyclage (18) possède une courbure convexe dirigée vers le couvercle (17).

8. Echangeur selon une des revendications 3 à 7, caractérisé en ce que la tôle de recyclage (18) est profilée.

9. Echangeur selon une des revendications 3 à 8, caractérisé en ce que le diamètre de la tôle de recyclage (18) est plus petit que le diamètre intérieur du récipient (8).

10. Echangeur selon une des revendications 3 à 9, caractérisé en ce que la tôle de recyclage (18) est réglable en hauteur.

11. Echangeur selon une des revendications 3 à 10, caractérisé par au moins une section de tuyau (20) disposée entre le récipient (8) et le couvercle (17) et comprenant un deuxième serpentín plat (12'), une deuxième chicane (16') et une deuxième tôle de recyclage (18'), ainsi que par des moyens de liaison (24) pour les conduites d'amenée (6', 6'') et les conduites d'évacuation (9', 9'') entre la section de tuyau (20) et le récipient (8).

12. Echangeur selon la revendication 11, caractérisé en ce que la deuxième tôle de recyclage (18') est disposée sur la conduite d'amenée (6') de la section de tuyau (20).

13. Echangeur selon la revendication 11 ou 12, caractérisé en ce que le diamètre de la deuxième tôle de recyclage (18') est plus petit que le diamètre intérieur de la section de tuyau (20).

14. Echangeur selon une des revendications 11 à 13, caractérisé en ce que le diamètre de la tôle de recyclage (18 respectivement 18') est plus grand que le diamètre intérieur libre de la chicane (16 respectivement 16').

15. Echangeur selon une des revendications 11

à 14, caractérisé en ce que l'une au moins des tôles de recyclage (18 respectivement 18') est réglable en hauteur.

16. Echangeur selon la revendication 15, caractérisé par des moyens d'entraînement (16) pour des moyens de réglage en hauteur (25) de la tôle de recyclage (18 respectivement 18').

5

17. Echangeur selon une des revendications 1 à 16, caractérisé par une enveloppe ou double paroi à eau industrielle (15), qui entoure le récipient (8) et présente un raccord d'amenée d'eau industrielle (13) et un raccord d'évacuation d'eau industrielle (14).

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

60

65

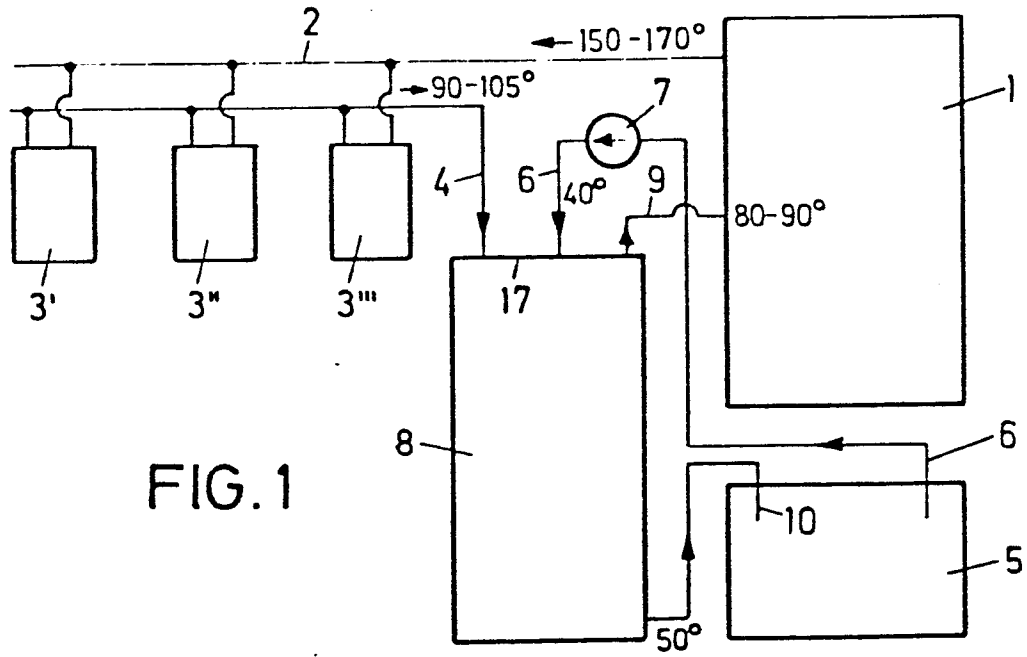


FIG. 1

FIG. 2

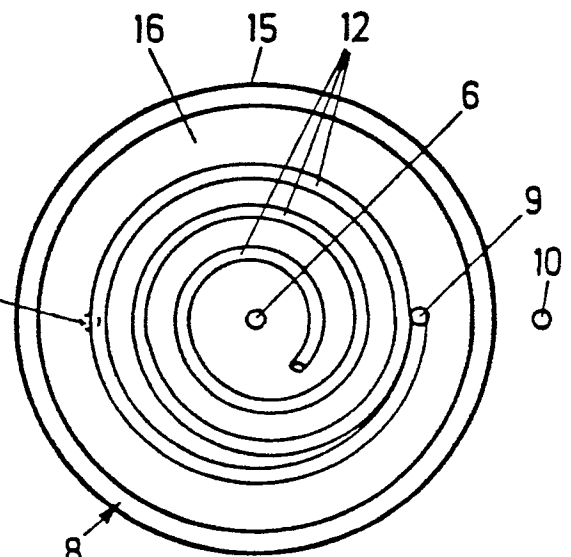
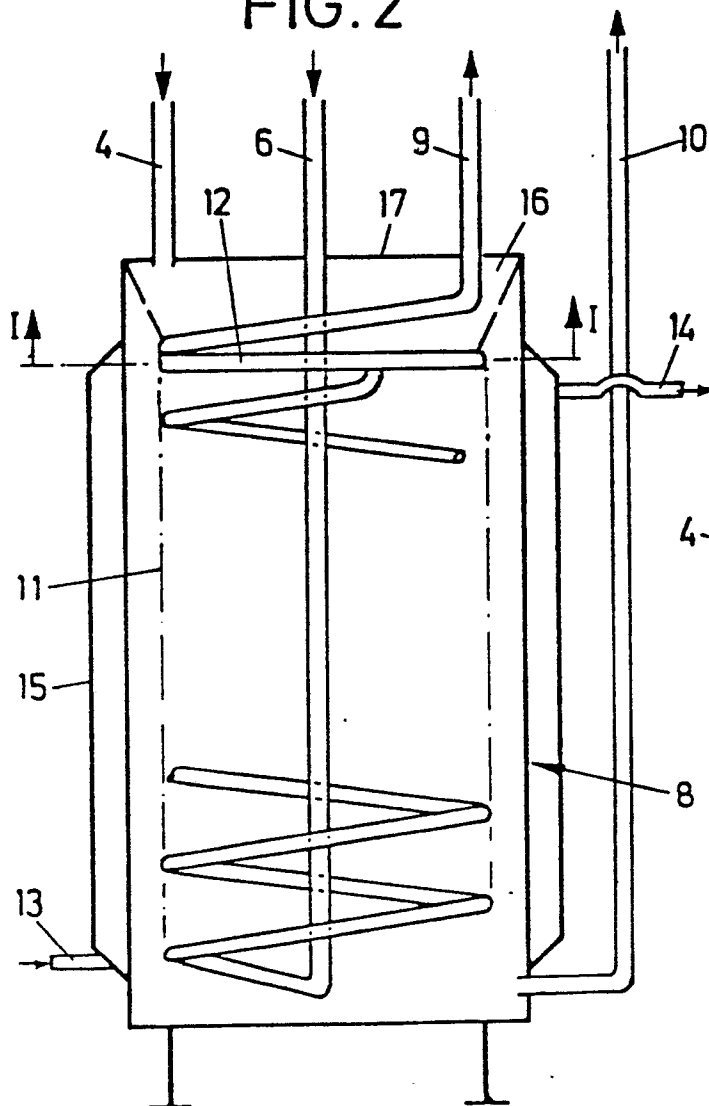


FIG. 3

FIG.4

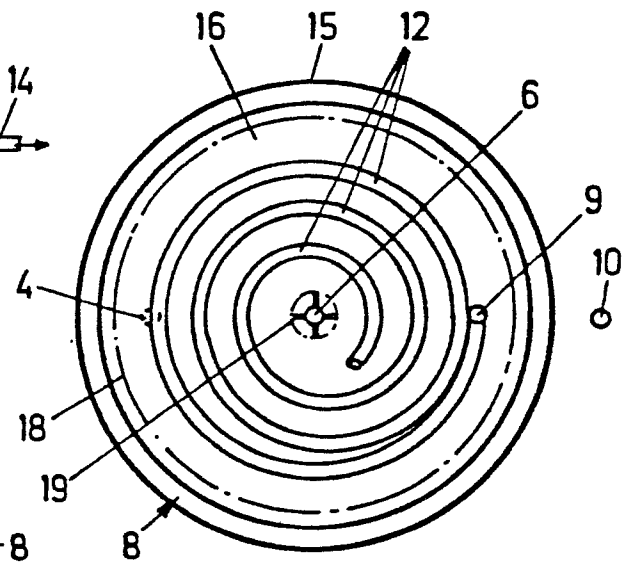
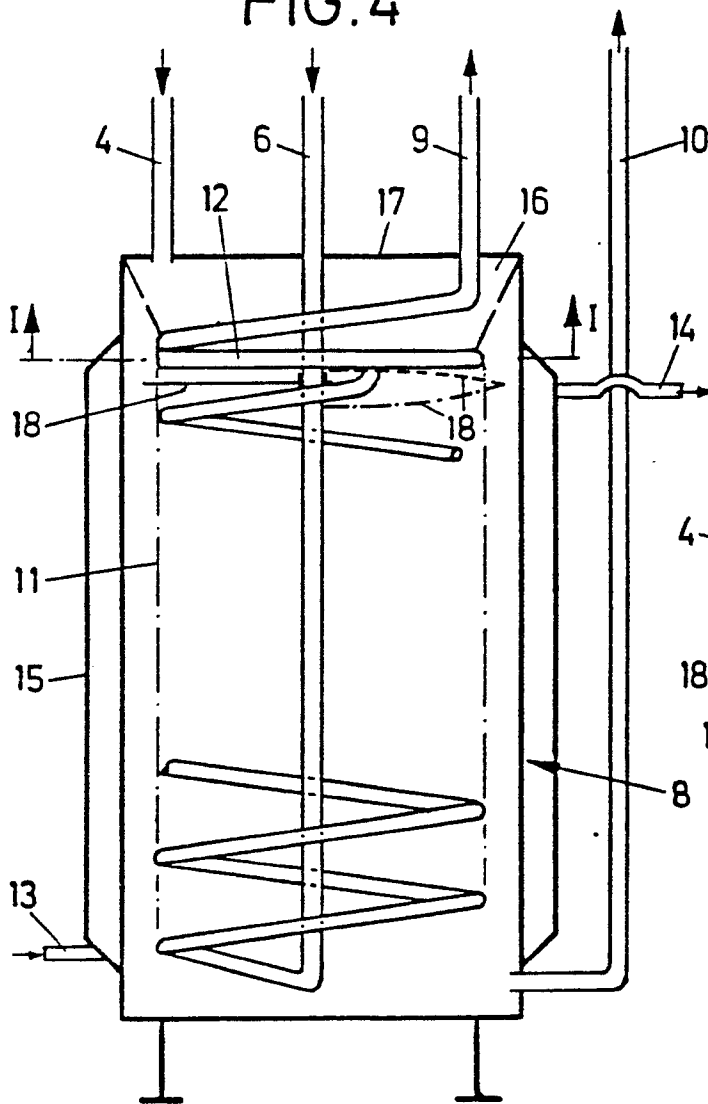


FIG.5

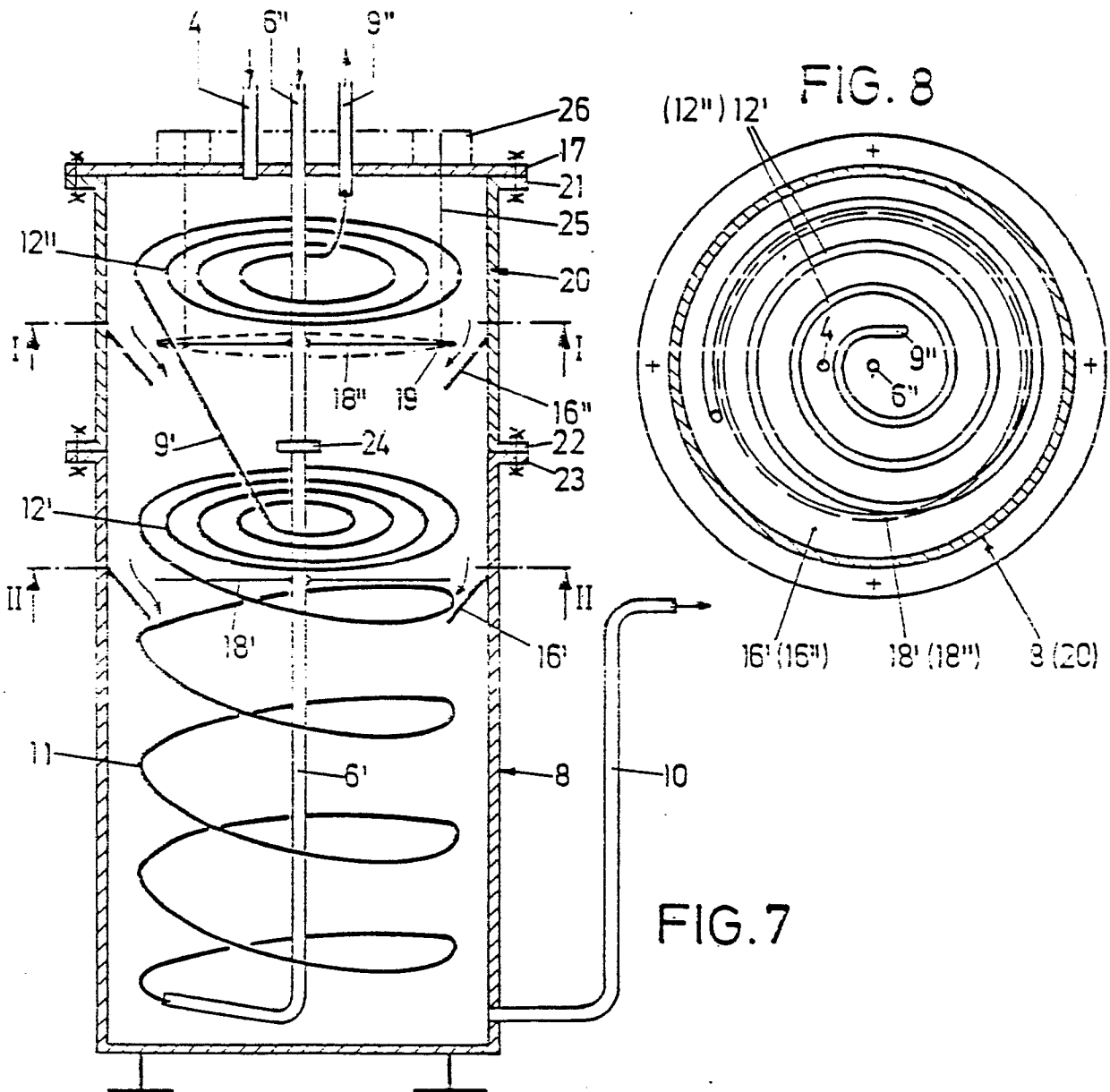
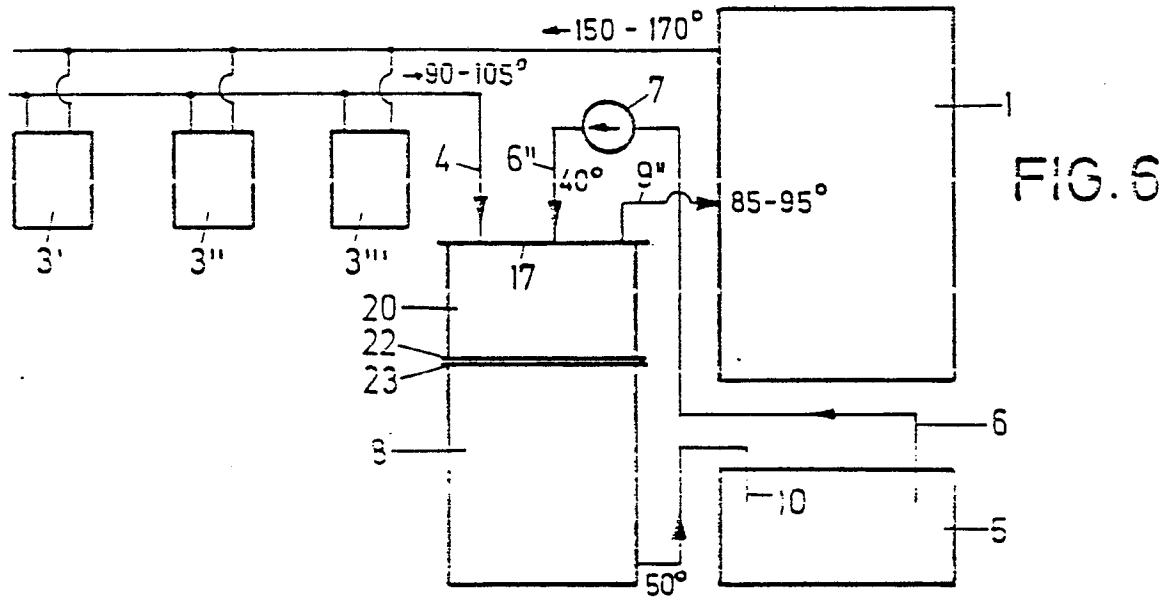


FIG. 9

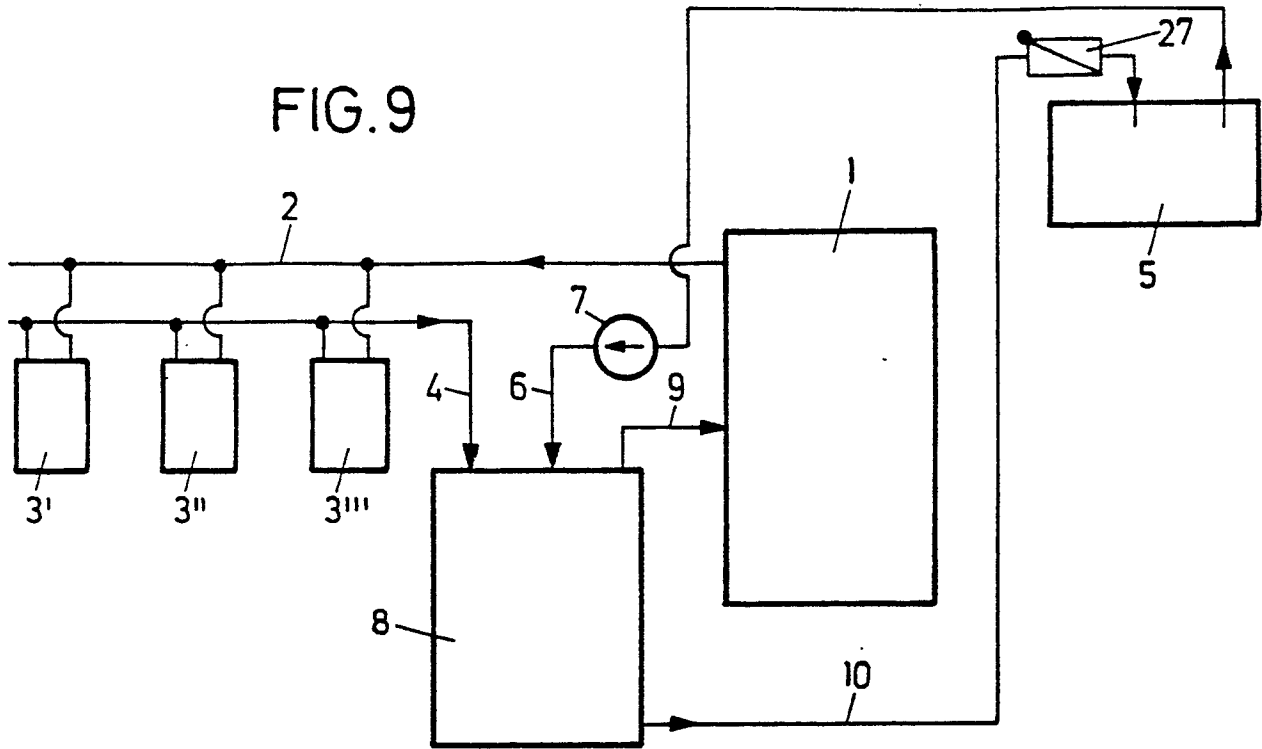


FIG. 10

