

⑫

**EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG**

⑰ Anmeldenummer: 85115297.5

⑸ Int. Cl.<sup>4</sup>: **F 25 B 25/02**  
**F 25 B 11/00, F 25 B 5/00**  
**F 25 B 1/04**

⑱ Anmeldetag: 03.12.85

⑳ Priorität: 03.12.84 HU 446184

㉑ Veröffentlichungstag der Anmeldung:  
11.06.86 Patentblatt 86/24

㉒ Benannte Vertragsstaaten:  
AT BE CH DE FR GB IT LI LU NL SE

㉓ Anmelder: **ENERGIAGAZDALKODASI INTEZET**  
33-34, Bem-rakpart  
H-1027 Budapest II(HU)

㉔ Erfinder: **Bakay, Arpád, Dr.**  
II. Riadó 6/a.  
H-Budapest(HU)

㉕ Erfinder: **Bergmann, György**  
XI. Andor u. 5.  
H-Budapest(HU)

㉖ Erfinder: **Hivessy, Géza**  
XV. Platán u. 4.  
H-Budapest(HU)

㉗ Erfinder: **Szentgyörgyi, Istvan, Dr.**  
III. Gárdos Mariska u. 10.  
H-Budapest(HU)

㉘ Vertreter: **Patentanwälte Viering & Jentschura**  
Steinsdorfstrasse 6  
D-8000 München 22(DE)

⑸④ **Wärmepumpe.**

⑸⑦ Wärmepumpe mit einem oder mehreren Verdichtern (3), Verdampfern (6), Kondensatoren (4) und druckreduzierenden Elementen (5, 8) sowie diese Einheiten verbindenden Rohrleitungen, wobei das Arbeitsmedium der Wärmepumpe zur Gewährleistung einer Kondensation bzw. einer Verdampfung bei veränderlicher Temperatur aus einer Mischung von ineinander gut lösbaren Medien mit unterschiedlichen Siedepunkten besteht. Zur Annäherung an einen optimalen Leistungsfaktor ist der Verdichter (3) als mehrere Saug- und/oder Druckstutzen aufweisende Einheit ausgebildet, deren Stutzen mehrere Druckstufen ( $p_1, p_2, p_3, p_4, p_5$ ) zum gleichzeitigen Ansaugen bei mehr als einem Druckniveau und/oder zur Lieferung auf mehr als ein Druckniveau bilden, wobei die Druckstufenanzahl des Verdampfers (6) gleich der Anzahl der saugseitigen Druckniveaus, und die Druckstufenanzahl der Kondensatoren (4) gleich der Anzahl der druckseitigen Druckniveaus ist (Fig. 8).

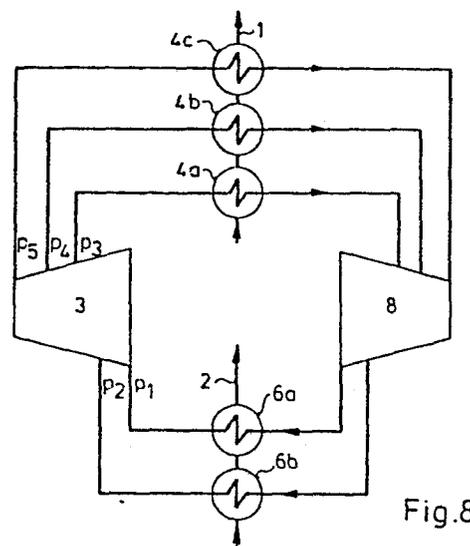


Fig.8

Anwaltsakte 5045Wärmepumpe

15 Die Erfindung betrifft eine Wärmepumpe, deren Arbeitsmedium aus der Mischung von ineinander gut löslichen Medien mit unterschiedlichen Siedepunkten besteht und in welcher die Kondensation und die Verdampfung bei einer sich verändernden Temperatur vor sich geht, mit einem oder mehreren Verdichtern, Verdämpfern, Kondensatoren und druckreduzierenden Elementen sowie diese Einheiten verbindenden Rohrleitungen.

20 Die Anwendungsmöglichkeiten der Wärmepumpen und die Verbesserungsmöglichkeiten ihres Leistungsfaktors werden weltweit erforscht und untersucht.

25 Mit den zur Zeit verwendeten Wärmepumpen versucht man am meisten sich dem sogenannten Carnot-Prozess anzunähern, der einen isothermischen Wärmeentzug und eine isothermische Wärmeabgabe mit zwei isentropischen Zustandsänderungen verbindet.

30 Es ist bekannt, daß zwischen Wärmespeichern konstanter Temperatur der Carnot-Prozess den theoretisch optimalen Wärmepumpen-Kreisprozess darstellt. In der technischen Praxis erfüllt jedoch eine Wärmequelle (zB. ein großer Fluß oder See bzw. die Luft) nur selten und der Wärmeverbraucher überhaupt nicht die Bedingung, ein unendlich großer (d.h. isothermisch zu betrachtender) Wärmespeicher zu sein. Die energetisch günstigeren Voraussetzungen (Abfallwärme, Thermalwasser usw.) schließen  
35 praktisch diese Möglichkeit bei der Wärmequelle ebenfalls aus.

1 Wenn man also nach wirtschaftlichen Möglichkeiten für die Wärmepumpe  
sucht, muß man damit rechnen, daß die Wärme einem sich dabei wesentlich  
abkühlenden Medium entzogen und auch einem sich dabei wesentlich erwär-  
menden Medium abgegeben wird. In solchen Fällen ist es zweckmäßig, einen  
5 Kreisprozess mit veränderlichem Temperaturablauf anzuwenden, weil dieser  
zwischen den gleichen Temperaturgrenzen einen günstigeren Leistungsfaktor  
zur Folge hat, als der Carnot-Prozess. Der Grund dafür liegt darin, daß bei  
dem Kreisprozess mit veränderlichem Temperaturablauf, der sowohl der  
Wärmequelle als auch dem Wärmeverbraucher angepaßt ist, außerdem ein  
10 geringerer äußerer Energieeinsatz benötigt wird als bei dem anderen Kreis-  
prozess mit isothermischem Wärmeentzug.

Zur Erläuterung der vorstehenden Aussagen dient Fig. 1, die diese Kreis-  
prozesse in einem T-S (Temperatur-Entropie) Diagramm darstellt. Als  
15 Wärmequelle ist das mit dem Bezugszeichen 2 bezeichnete Medium zu be-  
trachten, das von einer Temperatur  $T_2'$  auf eine Temperatur  $T_2''$  abgekühlt  
werden kann. Die Aufgabe der Wärmepumpe besteht darin, das mit 1 be-  
zeichnete Medium von einer Temperatur  $T_1'$  auf eine Temperatur  $T_1''$  auf-  
zuwärmen. Diese Zustandsänderungen der beiden Medien sind durch kontinu-  
20 erliche Linien dargestellt.

Wenn diese Aufgabe des Wärmepumpens durch einen einzigen Carnot-Pro-  
zess gelöst werden soll, dann ergibt sich der günstigste Leistungsfaktor (der  
nur im Falle von unendlich großen Wärmeaustauschflächen erreicht werden  
25 könnte) aus dem mit der gestrichelten Linie bezeichneten Kreisprozess  
ABCD. Auf der Strecke AB erfolgt eine isothermische Wärmeaufnahme  
(Verdampfung), auf der Strecke BC eine isentropische Kompression, auf der  
Strecke CD eine isothermische Wärmeabgabe (Kondensation), und auf der  
Strecke DA eine isentropische Expansion.

30 Aus der Thermodynamik ist es bekannt, daß für den durch den Kreisprozess  
aus der Wärmequelle aufgenommenen Wärmestrom  $Q_2$  die Fläche unter der  
Strecke AB kennzeichnend ist, für den an den Wärmeverbraucher  
abgegebenen Wärmestrom  $Q_1$  die Fläche unter der Strecke CD, und für die  
35 eingesetzte mechanische Arbeit  $P$  die Differenz der beiden Flächen, d.h.  
die durch den Kreisprozess umschlossene Fläche ( $P=Q_1-Q_2$ ). Dabei kann der  
Leistungsfaktor der Wärmepumpe, also der Quotient aus der Nutzwärme  
und der eingesetzten mechanischen Arbeit folgendermaßen ausgedrückt

1 werden:

$$\xi = \frac{Q_1}{P} = 1 + \frac{Q_2}{P}$$

5

Der Leistungsfaktor kann erhöht werden, wenn die notwendige mechanische Arbeit, d.h. die durch den Kreisprozess umschlossene Fläche reduziert werden kann. Im Falle eines einzigen Carnot-Prozesses ist das aber nicht möglich, weil die aus dem Medium 2 gewinnbare Wärme selbst im Falle einer unendlich großen Wärmeaustauschfläche von der tiefsten Temperatur  $T_2''$  der Wärmequelle auf die höchste Temperatur  $T_1''$  des wärmeaufnehmenden Mediums 1 gefördert werden muß. Bei endlich großen Wärmeaustauschflächen ist die Temperatur der Verdampfung niedriger als  $T_2''$  und die Temperatur der Kondensation ist höher als  $T_1''$ , so daß eine noch größere Temperaturstufe überbrückt werden muß, also eine noch größere mechanische Arbeit erforderlich ist. Im Interesse der besseren Verständlichkeit dieser Überlegungen werden jedoch vorläufig bei idealer (also isentropischer) Kompression und Expansion unendlich große Wärmeaustauschflächen vorausgesetzt.

20

Der theoretisch optimale Wärmepumpen-Kreisprozess wäre eigentlich der durch die strickpunktierte Linie dargestellte Kreisprozess, der sich vollkommen an die Kurve des Temperaturverlaufs des wärmeabgebenden Mediums anschmiegt. In diesem Kreisprozess AECF geht auf der Strecke AE eine Wärmeaufnahme mit veränderlicher Temperatur, auf der Strecke EC eine isentropische Kompression, auf der Strecke CF eine Wärmeabgabe mit veränderlicher Temperatur und auf der Strecke FA eine isentropische Expansion vor sich.

25

30

Auf der Strecke AE des Kreisprozesses kann das Arbeitsmedium nur dann eine Wärmemenge aus dem Medium 2 aufnehmen, wenn seine Temperatur niedriger ist, als die des letzteren, also die Kurvenstrecke AE unter der Kurve des Mediums 2 verläuft. Wenn aber die Wärmekapazität der beiden Medien gleich und die Wärmeaustauschfläche unendlich groß ist, dann geht die zur Wärmeübertragung notwendige Temperaturdifferenz auf einen un-

35

1 endlich niedrigen Wert zurück, d.h. die Kurvenstrecke AE schmiegt sich an  
die Kurve des Mediums 2 an. In ähnlicher Weise ist es einzusehen, daß sich  
unter den erwähnten theoretischen Bedingungen die Strecke CF des Kreis-  
prozesses von oben an die Kurve des Mediums 1 anschmiegt.

5

Nachdem beim Kreisprozess die wärmeabgebende Strecke des Arbeitsme-  
diums nicht unter die Kurve des Mediums 1 gelangen kann, weil diesem dann  
keine Wärme übertragen werden könnte und auch die wärmeaufnehmende  
Strecke nicht über der Kurve des Mediums 2 liegen kann, weil von diesem  
10 dann keine Wärme übernommen werden könnte, kann eingesehen werden, daß  
für Wärmepumpen in diesem Fall der mit strichpunktierter Linie bezeichne-  
te Kreisprozess AECF den theoretisch optimalen Kreisprozess darstellt.

Es kann aufgrund der Fig. 1 auch leicht eingesehen werden, daß unter Vor-  
15 aussetzung von gleichen Temperaturen im Kreisprozess AECF mit veränder-  
licher Temperatur die entzogene Wärmemenge  $Q_2$  größer ist, als im Kreis-  
prozess ABCD, d.h. die unter der Kurvenstrecke AE liegende Fläche größer  
ist, als die unter der Strecke AB liegende Fläche, während die von diesem  
Kreisprozess umschlossene Fläche, d.h. die notwendige mechanische Arbeit P  
20 kleiner ist. Es folgt daraus aufgrund der schon erwähnten Formel, daß der  
Kreisprozess AECF einen größeren Leistungsfaktor  $\epsilon$  hat, als der Kreispro-  
zess ABCD. Dies ist ja eine logische Folge, nachdem es schon nachgewiesen  
wurde, daß der Kreisprozess AECF in diesem Falle der theoretisch optimale  
Kreisprozess ist.

25

In der aktuellen technischen Praxis wird in den zur Wärmeübertragung die-  
nenden Einheiten (Verdampfer, Kondensator) der herkömmlichen Wärmepum-  
pen (mit Verdichter versehene oder Absorptionswärmepumpen) immer ein  
Arbeitsmedium aus einer einzigen Komponente eingesetzt, wodurch die Ver-  
30 dampfung und die Kondensation immer auf konstanter Temperatur ablaufen,  
also die tatsächlichen Kreisprozesse im bestimmten Maße dem in Fig. 1 mit  
gestrichelter Linien bezeichneten Kreisprozesses entsprechen.

Selbstverständlich kann der Leistungsfaktor auch bei solcher Wärmepumpen,  
35 deren Arbeitsmedium nur eine Komponente enthält, verbessert werden;

1 dazu sind aber mehrer Stufen erforderlich. In Fig. 2 wird der theoretische  
Arbeitsgang einer Drei-Stufen-Wärmepumpe auf einem T-S-Diagramm dar-  
gestellt. Die Abkühlung des Mediums 2 und die Erwärmung des Mediums 1  
sind hier durch kontinuierliche Linien bezeichnet. Aus dieser Figur ist es  
5 gut ersichtlich, daß die Arbeitsfläche der durch gestrichelte Linien darge-  
stellten drei Stufen (die gemeinsame Fläche der Kreisprozesse AX'Y'Z',  
W''X''Y''Z'' und W'''X'''CZ''') kleiner ist, als die des einstufigen Kreispro-  
zesses ABCD und wesentlich besser als der letztere an den theoretisch  
optimalen Kreisprozess AECF herankommt.

10 Im Prinzip kann ein unendlich vielstufiger Carnot-Prozess an den Kreispro-  
zess AECF vollkommen herankommen, aber es können auch schon einige  
Stufen zu einem sehr guten Ergebnis führen. Dies ist also ein geeignetes  
Mittel zur Verbesserung des Leistungsfaktors. Ein Nachteil dieser Lösung  
15 mit mehreren Stufen besteht jedoch darin, daß sie die Schaltung der  
Maschine sehr kompliziert macht und auch die Anzahl der benötigten Ele-  
mente wesentlich erhöht, wodurch einerseits die Einrichtung aufwendiger  
wird und andererseits auch die Anzahl der Fehlermöglichkeiten zunimmt,  
also die Betriebssicherheit vermindert wird.

20 Aus diesem Grunde haben viele Forscher andere Wege eingeschlagen. Man  
hat versucht, solche Wärmepumpen auszuarbeiten, bei denen in den Wärme-  
austauschern ein veränderlicher Temperaturablauf verwirklicht wird. Dies  
wird dadurch erreicht, daß als Arbeitsmedium des Wärmepumpen-Kreis-  
prozesses ineinander gut lösbar Medien mit unterschiedlichen Siedepunkten  
25 (zB: die Mischung von Ammoniak und Wasser) verwendet wird.

Ein Kreisprozess mit einer Wärmeübertragung veränderlichen Temperatur-  
ablaufs wird von den bisher bekannten technischen Lösungen durch die in  
30 der EP-B 0 021 205 beschriebene sogenannte hybride Wärmepumpe am  
günstigsten verwirklicht. Die in Fig. 3 dargestellte Schaltung der hybriden  
Wärmepumpe erinnert an die herkömmlichen Wärmepumpen mit Verdichter,  
unterscheidet sich von diesen darin, daß im ganzen Kreisprozess ein Ar-  
beitsmedium aus zwei ineinander gut lösbar Komponenten umgewälzt  
35 wird. In dem Niederdruck-Verdampfer 6 (Entgaser) dieser Wärmepumpe ver-  
dampft das Medienpaar nicht vollständig, sondern es tritt eine Mischung aus

1 einem Dampf, der reich am Medium mit niedrigem Siedepunkt ist, und aus  
 einer Flüssigkeit, die arm am Medium mit dem niedrigen Siedepunkt ist,  
 aus, und diese Mischung tritt in den Verdichter 3 ein. Der Verdichter über-  
 5 führt dieses zweiphasige Arbeitsmedium aus zwei Komponenten in Form  
 einer sogenannten "nassen Kompression" auf ein höheres Druckniveau. Von  
 hier gelangen der Dampf und die flüssige Phase in einen Kondensator (Ab-  
 sorber) 4, wo der am Medium mit niedrigerem Siedepunkt reiche Dampf  
 kondensiert und sich allmählich in der mitströmenden Flüssigkeitsphase  
 10 auflöst. Das Arbeitsmedium gelangt über ein Expansionsventil 5 in den Ver-  
 dampfer (Entgaser) 6 zurück. Mit Hilfe eines inneren Wärmeaustauschers 7  
 kann der Leistungsfaktor des Kreisprozesses verbessert werden.

Der tatsächliche Ablauf des obigen Kreisprozesses wird in einem T-S-Dia-  
 15 gramm durch die Fig. 4 dargestellt. Die die einzelnen Zustände bezeichnen-  
 den Buchstaben stimmen mit den Bezeichnungen der Fig. 3 überein. Ein-  
 fachheitshalber wird auf die Darstellung des inneren Wärmeaustauschers  
 verzichtet, und es wird eine isentropische Expansion bzw. Kompression  
 angenommen.

20 Fig. 5 zeigt den theoretischen Kreisprozess einer solchen hybriden Wärme-  
 pumpe in einem T-S- Diagramm im Falle eines Arbeitsmediums gegebener  
 Konzentration, wobei dieser Kreisprozess aus einer Wärmeaufnahme mit  
 veränderlicher Temperatur (Verdampfung und Entgasung bei konstantem  
 25 Druck  $p_2$  auf der Strecke AB), einer isentropischen Kompression (die  
 Strecke BC), einer Wärmeabgabe mit veränderlicher Temperatur  
 (Kondensation und Inlösungen bei konstantem Druck  $p_1$  auf der Strecke  
 CD) und einer isentropischen Expansion (die Strecke DA) besteht.

Die Temperaturänderung des Arbeitsmediums beträgt im Verdampfer  
 30 (Strecke AB)  $\Delta T_2$  und im Kondensator (Strecke CD)  $\Delta T_1$ . Diese beiden Werte  
 sind beinahe gleich. Das ergibt sich aus derjenigen Eigenheit der aus zwei  
 Komponenten (aus einer Lösung) bestehenden Arbeitsmedien, daß in dem  
 T-S-Diagramm eines Mediums gegebener Konzentration die Kurven für kon-  
 stante Drücke annähernd parallel sind.

1 Es ist bekannt, daß sich die Kurven des Wärmepumpen-Kreisprozesses sogar  
im Falle von unendlich großen Wärmeaustauschflächen nur dann an die Tem-  
peraturablaufkurve des wärmeabgebenden Mediums anschmiegen kann, wenn  
das Arbeitsmedium und das wärmeabgebende Medium gleiche Wärmekapazi-  
5 tät aufweisen, also wenn im Falle der Übertragung einer gegebenen  
Wärmemengen ihre Temperatur im gleichen Maße verändert wird. Wenn  
also die Temperaturänderung des wärmeabgebenden und des wärmeaufneh-  
menden Mediums voneinander wesentlich abweicht, dann kann der Tempera-  
turablauf des Arbeitsmediums in den Wärmeaustauschern der hybriden Wär-  
10 mepumpe nicht gleichzeitig an beide Medien angepaßt werden. Es folgt  
daraus, daß die hybride Wärmepumpe erst dann mit einem wirklich günsti-  
gen Leistungsfaktor arbeiten kann, wenn die Temperaturänderung des wär-  
meabgebenden und wärmeaufnehmenden Mediums nahezu gleich ist, und die  
Temperaturänderung des Arbeitsmediums im Verdampfer und im Kondensa-  
15 tor diesen Temperaturänderungen angepaßt ist.

Wenn diese Bedingung nicht erfüllt ist, dann ist der Gewinn im Vergleich  
zur herkömmlichen Wärmepumpe niedriger. Diese Erscheinung ist anhand  
eines T-S-Diagramms in Fig. 6 dargestellt. Diese Figur zeigt einen solchen  
20 Fall, wo die Temperaturänderung  $\Delta T_2$  des wärmeabgebenden Mediums 2  
viel geringer ist als die Temperaturänderung  $\Delta T_1$  des wärmeaufnehmenden  
Mediums.

Ein ähnlicher Fall kann vorkommen, wenn die Wärmequelle eine Abfallwär-  
25 me mit niedrigem Temperaturniveau ist, z.B. ein Abwasser von 30° C oder  
ein erwärmtes Kühlwasser, das ohne Einfriergefahr höchstens bis +5° C  
abgekühlt werden kann, d.h. die Temperaturänderung beträgt 25° C. Die  
Aufgabe besteht in der Erzeugung von Gebrauchswarmwasser mit einer  
Temperatur von 85°C aus dem zur Verfügung stehenden Leitungswasser von  
30 15°C für die Zwecke der Lebensmittelindustrie. Hier beträgt die  
Temperaturänderung 70°C, also das Mehrfache des anderen Wertes.

In Fig. 6 ist der Temperaturablauf der Medien 1 bzw. 2 durch kontinuier-  
liche Linien bezeichnet. Die Figur zeigt ideale Kreisprozesse (isentropische  
35 Kompression und Expansion, unendlich große Wärmeaustauschflächen). Es  
sind der Carnot-Prozess mit gestrichelter Linie und der theore-

- 1 *retische Kreisprozess der hybriden Wärmepumpe mit strichpunktierter Linie*  
dargestellt, wobei der letztere an das Medium 2 angepaßt ist. Aus der  
Figur ist es gut ersichtlich, daß die durch den Kreisprozess veränderlicher  
Temperatur umschlossene Fläche und somit die notwendige mechanische  
5 Arbeit wesentlich geringer sind als beim Carnot-Prozess, aber wesentlich  
größer als die theoretisch notwendige minimale Arbeit. Dieser Mangel kann  
auch nicht dadurch behoben werden, daß der Kreisprozess an das Medium 1  
angepaßt wird oder daß eine dazwischenliegende Variante verwendet wird.
- 10 Es ist auch problematisch, wenn die Temperaturänderung des wärmeabge-  
benden und wärmeaufnehmenden Mediums zwar ungefähr gleich ist, aber  
wesentlich größer als daß das Arbeitsmedium aus zwei Komponenten ihr ra-  
tionell folgen kann. Ein solcher Fall ist in Fig. 7 dargestellt, wo das  
wärmeabgebende und das wärmeaufnehmende Medium durch kontinuierliche  
15 Linien angegeben sind, während der Kreisprozess durch eine  
strichpunktierte Linie bezeichnet ist. Es ist daraus ersichtlich, daß der  
Leistungsbedarf des Kreisprozesses wesentlich größer ist als theoretisch  
notwendig, obwohl dieser Leistungsbedarf immer noch günstiger ist als bei  
dem in der Figur nicht dargestellten Carnot-Prozess. Die Temperaturände-  
20 rung kann durch die Änderung der Konzentration, des Druckes und des  
Dampfgehaltes am Ende des Verdampfers beeinflußt werden, aber die Aus-  
wirkung dieser Faktoren bietet nur eine beschränkte Lösung.

Die Aufgabe der Erfindung ist eine solche Weiterentwicklung der hybriden  
25 Wärmepumpe, die es ermöglicht, den Temperaturablauf des Verdampfers  
und des Kondensators zwischen sehr breiten Grenzen unabhängig voneinan-  
der an den Temperaturablauf des wärmeabgebenden bzw. des wärmeauf-  
nehmenden Mediums anzupassen, damit der theoretisch größtmögliche  
Leistungsfaktor in maximalem Maße angenähert werden kann.

- 30 Die gestellte Aufgabe wird erfindungsgemäß dadurch gelöst, daß der Ver-  
dichter als eine mehr als einen Saug- und/oder Druckstutzen aufweisende  
Einheit ausgebildet ist, deren Stutzen mehrere Druckstufen zum gleichzeiti-  
gen Ansaugen bei mehr als einem Saugdruckniveau und/oder zur Lieferung  
35 auf mehr als ein Druckniveau bilden, wobei die Druckstufenanzahl der Ver-

1 *dampfer gleich der Anzahl der Saugdruckniveaus ist und die Druckstufenanzahl der Kondensatoren gleich der Anzahl der druckseitigen Druckniveaus ist.*

5 *Erfindungsgemäß ist es vorteilhaft, wenn druckreduzierenden Elemente, z.B. Expansionsventile, so eingebaut sind, daß bei entsprechend der Höhe der Druckniveaus aufeinanderfolgend angeordneten Druckstufen des Verdichters zwischen je zwei einander benachbarten Druckstufen ein druckreduzierendes Element angeordnet ist.*

10

*Es wird ebenfalls vorgezogen, zur Verminderung des Druckes des Arbeitsmediums eine Expansionsturbine einzubauen, deren mehrere Eintritts- und/oder Austrittsstutzen so ausgebildet sind, daß die Turbine in Übereinstimmung mit der Anzahl der Druckstufen des Verdichters zur Aufnahme*  
15 *bzw. Abgabe des Arbeitsmediums gleichzeitig bei mehreren Druckniveaus fähig ist.*

*Ferner ist es vorteilhaft, wenn zum Wärmeaustausch zwischen den aus den Kondensatoren und den Verdampfern austretenden Medien innere Wärmeaus-*  
20 *tauscher eingebaut sind.*

*Die Erfindung wird ausführlicher anhand von Ausführungsbeispielen erläutert, die aus den Fig. 8 bis 13 der Zeichnung ersichtlich sind. Es zeigen:*

25 *Fig. 8 ein theoretisches Schaltschema einer erfindungsgemäßen Wärmepumpe,*

*Fig. 9 den Kreisprozess der Wärmepumpe gemäß Fig. 8 in einem T-S-Diagramm*

30

*Fig. 10 das Schaltschema einer Variante der erfindungsgemäßen Wärmepumpe*

*Fig. 11 ein Schaltschema der Kompressoren einer erfindungsgemäßen Wärmepumpe,*  
35

1 Fig. 11b das Schaltschema der Expansionsventile der erfindungsgemäßen Wärmepumpe für einen Sonderfall,

5 Fig. 11c das Schaltschema einer Variante der erfindungsgemäßen Wärmepumpe,

Fig. 11d das Schaltschema einer weiteren Ausführungsform der erfindungsgemäßen Wärmepumpe,

10 Fig. 12 das Schaltschema einer weiteren Ausführungsform mit einem Kondensator mit mehreren Druckstufen,

15 Fig. 13 das Schaltschema einer weiteren Ausführungsform der erfindungsgemäßen Wärmepumpe, bei der die Stufenanzahl der Kondensatoren und der Verdampfer gleich ist.

Nach dem erfindungsgemäßen Verfahren arbeitet die Wärmepumpe mit einem aus zwei Komponenten bestehenden Arbeitsmedium, das bei veränderlicher Temperatur verdampft und kondensiert, wobei wenigstens der  
20 Kondensator und/oder der Verdampfer bei mehr als einem Druckniveau  $p_3$ ,  $p_4$ ,  $p_5$  arbeitet, wodurch die Temperaturänderung des Arbeitsmediums je nach Bedarf, beeinflußt werden kann. Ein Beispiel dafür ist in Fig. 6 dargestellt. Das Arbeitsmedium tritt bei drei verschiedenen Druckniveaus aus dem Verdichter 3 aus und jedem Austrittsdruckniveau ist ein gesonderter  
25 Kondensator zugeordnet, so daß das wärmeaufnehmende Medium 1 in den drei Kondensatoren 4a, 4b, 4c bei drei unterschiedlichen Drücken erwärmt wird. Danach tritt das Arbeitsmedium aus den Kondensatoren bei drei entsprechend unterschiedlichen Druckniveaus einer Expansionsturbine 8 in diese ein und wird aus dieser bei zwei unterschiedlichen Druckniveaus  
30 den beiden Verdampfern 6a und 6b zugeleitet, die von dem wärmeabgebenden Medium 2 geheizt werden und aus denen das Arbeitsmedium bei zwei entsprechend unterschiedlichen Eintrittsdruckniveaus wieder in den Verdichter 3 geleitet wird.

35 Fig. 9 zeigt diesen Kreisprozess in einem T-S-Diagramm im Falle einer isentropischen Kompression und Expansion. Die Temperaturänderungen der

1 Medien 1 und 2 sind - für unendlich große Wärmeaustauschflächen - an der  
rechten Seite der Figur gesondert dargestellt. Der Kondensator und der  
Verdampfer weisen in Fig. 8 und 9 nur beispielsweise drei bzw. zwei Druck-  
stufen auf, da die Anzahl der Druckstufen je nach Bedarf bestimmt werden  
5 kann.

Die tatsächliche Schaltung der erfindungsgemäßen Wärmepumpe ist kompli-  
zierter, sie enthält nämlich vorzugsweise auch innere Wärmeaustauscher 7  
z.B. gemäß Fig. 10. Die Expansionsturbine 8 ist nur bei sehr großen  
10 Anlagen wirtschaftlich, so daß anstelle dieser Turbinen im allgemeinen  
druckreduzierende Elemente (z.B. Drosselventile) verwendet werden. Eine  
solche Ausführungsform zeigt Fig. 10. Hier weist die Kondensatoreinheit,  
ähnlich wie im vorigen Beispiel, drei Druckstufen auf, während die Ver-  
dampfereinheit zwei Druckstufen aufweist. Gegebenenfalls kann auch eine  
15 andere Anzahl von Druckstufen gewählt werden.

Das Arbeitsmedium tritt aus dem Verdichter 3 mit drei unterschiedlichen  
Druckniveaus  $p_3$ ,  $p_4$ ,  $p_5$  in die drei Kondensatoren 4a, 4b, 4c über, wo das  
wärmeaufnehmende Medium 1 von dem Arbeitsmedium erwärmt wird. Den  
20 Kondensatoren sind innere Wärmeaustauscher 7a, 7b, 7c nachgeschaltet, wo  
sich das Arbeitsmedium mit hohem Druck weiter abkühlt und Wärme an das  
Arbeitsmedium mit niedrigem Druck überträgt. Die Ausgänge der inneren  
Wärmetauscher 7a, 7b, 7c sind unter Zwischenschaltung jeweils eines von  
zwei Expansionsventilen 5c, 5d zusammengeführt, denen zwei weitere  
25 Expansionsventile 5a, 5b nachgeschaltet sind. Der Druck des  
Arbeitsmediums wird in den vier Expansionsventilen 5a, 5b, 5c, 5d stufen-  
weise auf das erforderliche Niveau herabgesetzt, wonach das Arbeitsme-  
dium mit zwei unterschiedlichen Druckniveaus in je einen von zwei Ver-  
dampfern 6a, 6b eintritt.

30 Die Verdampfer 6a, 6b werden vom wärmeabgebenden Medium 2 geheizt.  
Das hier erwärmte und teilweise verdampfte Arbeitsmedium erwärmt sich  
in den inneren Wärmeaustauschern 7a, 7b, 7c weiter, von denen zwei in  
Reihe dem einen Verdampfer 6a und eines dem anderen Verdampfer 6b  
35 nachgeschaltet sind, dann tritt es bei entsprechenden Druckniveaus  $p_1$  und  
 $p_2$  wieder in den Verdichter 3 ein.

1 Wenn die Konstruktion des Verdichters 3 nicht geeignet ist, Saug- bzw.  
Druckstutzen bei unterschiedlichen Druckniveaus zu haben, können gemäß  
Fig. 11a auch mehrere Verdichter vorgesehen werden. Hier sind in Reihe  
fünf Verdichter 3a, 3b, 3c, 3d, 3e, zweckmäßigerweise auf einer gemein-  
5 samen Achse eingebaut, wobei die gemeinsame Achse keine unerläßliche  
Bedingung ist. Das Arbeitsmedium tritt mit zwei unterschiedlichen Drücken  
in die beiden ersten Verdichter 3a bzw. 3b ein und mit drei unterschied-  
lichen Drücken aus den drei letzten Verdichtern 3c, 3d bzw. 3e aus. Es kann  
ausnahmsweise vorkommen, daß der Saugdruck  $p_2$  etwas größer ist als der  
10 druckseitige Druck  $p_3$ . Bei der Ausführungsform gemäß Fig. 11a bedeutet  
das nur so viel Änderung, daß das Arbeitsmedium aus dem Verdichter 3b  
mit einem Druck  $p_3$  austritt, während das Medium mit dem Druck  $p_2$  in  
den Verdichter 3c eintritt. Wenn dieser Ausnahmefall vorkommt, dann soll  
die Gruppe der Expansionsventile gemäß Fig. 11a entsprechend umgestaltet  
15 werden.

Wenn die Konstruktion der in Fig. 8 dargestellten Expansionsturbine nicht  
geeignet ist, Ein- und Austrittstutzen für verschiedene Drücke aufzuweisen,  
dann kann die gleiche Lösung wie beim Verdichter gemäß Fig. 11a mit  
20 mehreren hintereinandergeschalteten Expansionsturbinen verwendet werden.

Die Schaltung der inneren Wärmeaustauscher 7a, 7b, 7c in Fig. 10 ist so,  
daß das aus dem Verdampfer mit einem Druck  $p_2$  austretende Arbeitsme-  
dium von einer Flüssigkeit mit einem Druck  $p_5$ , und das Medium mit einem  
25 Druck  $p_1$  von den Flüssigkeiten mit den Drücken  $p_3$  und  $p_4$  erwärmt wird.  
Die in der Figur dargestellte Schaltung ist zwar bei bestimmten Werten der  
Medienströme und der Drücke optimal. Es können jedoch auch solche Fälle  
vorkommen, daß eine von der Figur abweichende Schaltung mit einem grö-  
ßeren thermodynamischen Vorteil verbunden ist, z.B. wenn sich die Massen-  
30 ströme und die Druckniveaus unter den einzelnen Kondensatoren und Ver-  
dampfern anders verteilen, wodurch auch die Temperaturabläufe anders  
sind.

Als Beispiel wird in Fig. 11a ein solcher Fall vorgezeigt, bei dem das aus  
35 dem Verdampfer 6a austretende Medium mit dem Druck  $p_1$  in dem inneren  
Wärmeaustauscher 7a von einer Flüssigkeit mit dem Druck  $p_3$ , und das Me-  
dium mit dem Druck  $p_2$  in den inneren Wärmeaustauschern 7b und 7c von

1 Medien mit den Drücken  $p_4$  und  $p_5$  erwärmt wird. Es kann aber auch vor-  
kommen, daß es sich lohnt, die vom Kondensat mit dem Druck  $p_4$  abgege-  
bene Wärme unter den Medien mit den Drücken  $p_1$  und  $p_2$  aufzuteilen, wie  
es aus Fig. 11 d ersichtlich ist. Es ist zu bemerken, daß in dieser Figur das  
5 Medium mit dem Druck  $p_4$  auf die die von ihm stammende Wärme abge-  
henden inneren Wärmeaustauscher 7b und 7c verzweigt ist, diese sind also  
parallel geschaltet, aber ein solcher Fall ist auch möglich, für den es  
günstiger ist, die inneren Wärmeaustauscher 7b und 7c entlang des Strö-  
mungsweges des Mediums mit dem Druck  $p_3$  in Reihe zu schalten.

10

Ein spezieller Fall der Verwirklichung des Erfindungsgedanken ist in Fig. 12  
dargestellt, wobei nur der Kondensator bei drei Druckstufen 4a, 4b, 4c  
arbeitet und nur ein Verdampfer 6 vorgesehen ist, d.h. der Verdichter saugt  
nur auf einem einzigen Druckniveau an und liefert Arbeitsmedien mit drei  
15 unterschiedlichen Druckniveaus. Dies ist dann notwendig, wenn die Tem-  
peraturänderung des wärmeaufnehmenden Mediums wesentlich größer ist als  
die des wärmeabgebenden Mediums.

Ein umgekehrter Fall ist aus Fig. 12 ersichtlich, wonach nur eine Kondensa-  
20 torstufe 4 und drei Verdampferstufen 6a, 6b, 6c vorgesehen sind. In Fig. 10  
ist die allgemeine Lösung der erfindungsgemäßen Aufgabe dargestellt,  
wonach die Stufenanzahl der Kondensatoren und Verdampfer voneinander  
abweicht. In einem speziellen Fall kann diese Stufenanzahl auch gleich sein,  
z.B. zwei saugseitige Druckstufen am Verdichter 3 (also zwei Verdampfer-  
25 stufen) und zwei druckseitigen Druckstufen (also zwei Kondensatorstufen).

Wenn in diesem speziellen Fall die Medienströme auf die Stufen so aufge-  
teilt sind, daß der Medienstrom des Kondensators mit dem höheren Druck  
gleich dem Medienstrom höheren Druckes aus dem Verdampfer ist, dann  
30 kann die erfindungsgemäße Lösung auf die Reihenschaltung zweier, vonein-  
ander unabhängiger Kreisprozesse der hybriden Wärmepumpe zurückgeführt  
werden.

Der gleiche Gedankengang gilt auch dann, wenn die Anzahl der Druckstufen  
35 des Verdampfers und des Kondensators gleich ist, aber mehr als zwei (z.B.  
drei) beträgt.

1 Es ist zu bemerken, daß in der Beschreibung der Erfindung nur über die  
Wärmepumpe gesprochen wurde. Es ist jedoch bekannt, daß sich eine Käl-  
temaschine von einer Wärmepumpe nur darin unterscheidet, daß dort nicht  
die abgegebene, sondern die entzogene Wärme als Nutzwärme betrachtet  
5 wird. Also alles, was im Zusammenhang mit der Wärmepumpe erläutert  
wurde, gilt sinngemäß auch für die Kältemaschine.

10

15

20

25

30

35

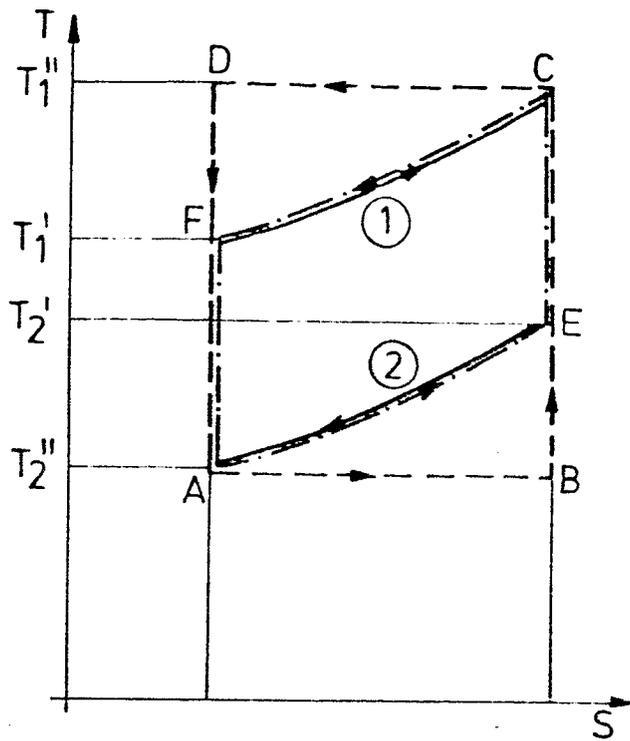


Fig.1

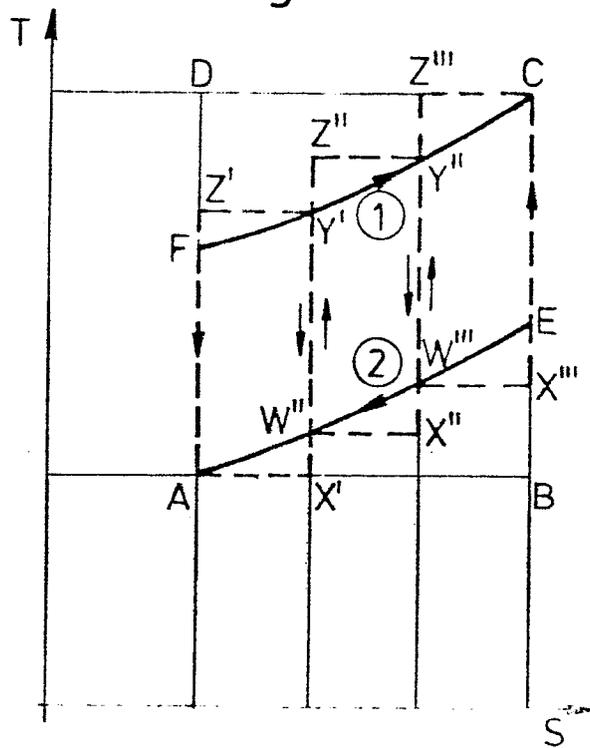


Fig.2

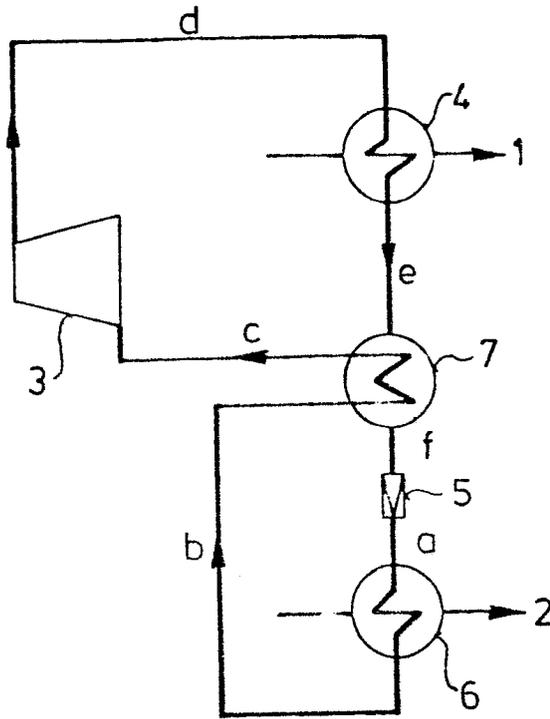


Fig.3

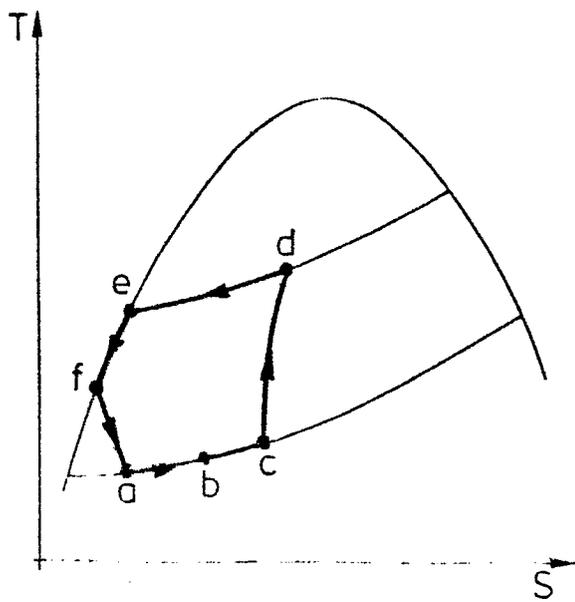


Fig.4

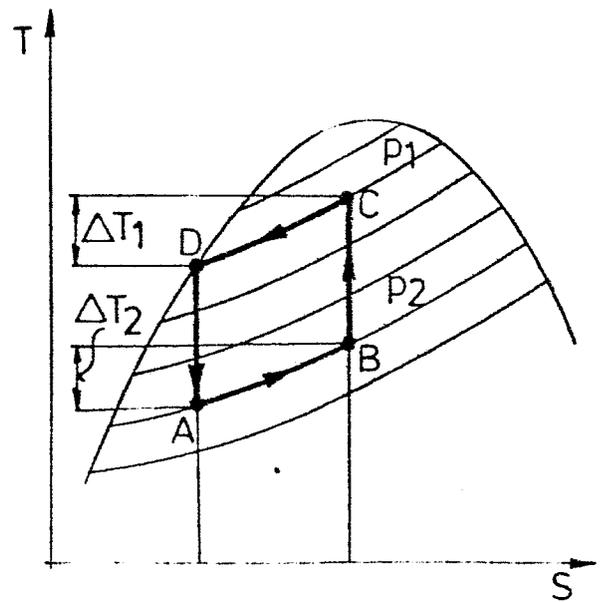


Fig.5

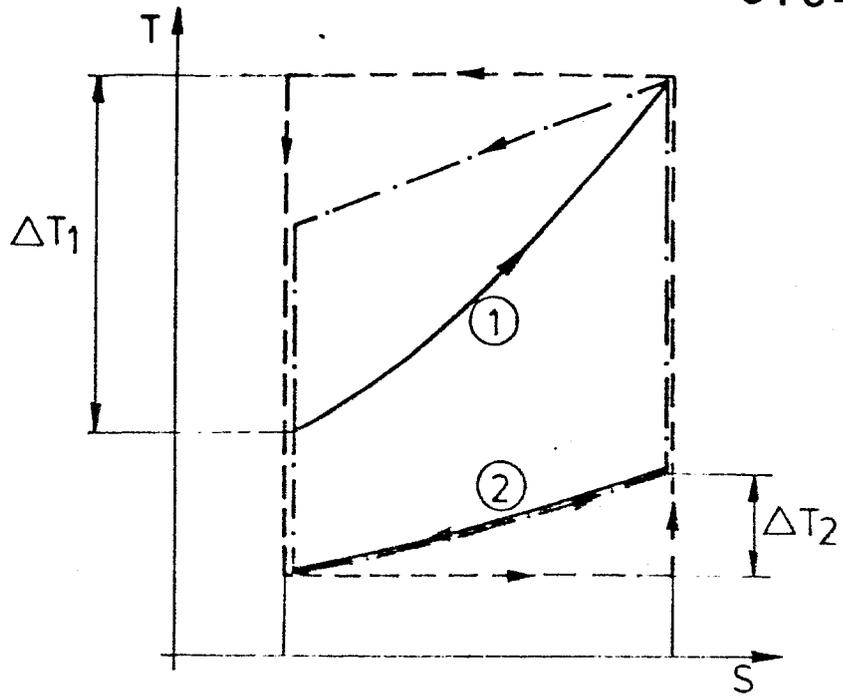


Fig. 6

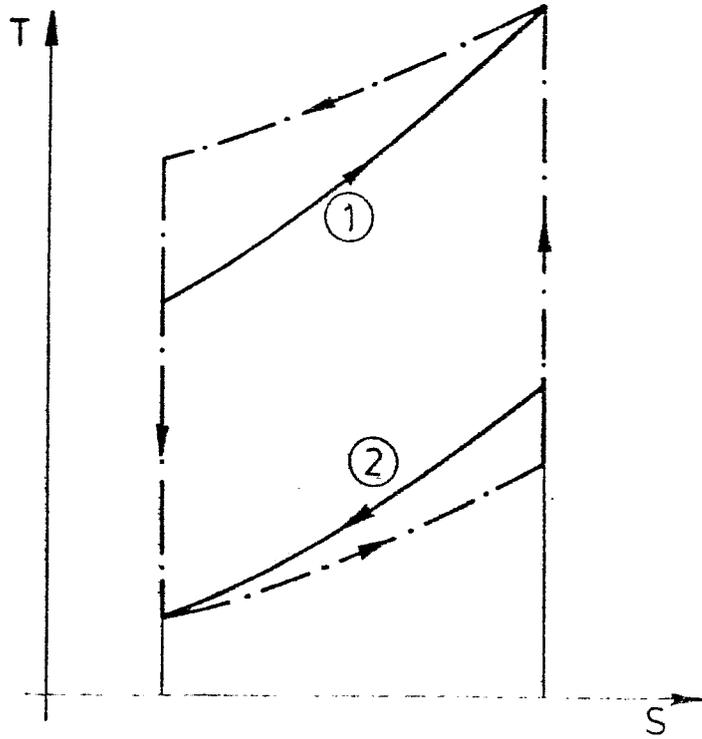


Fig. 7



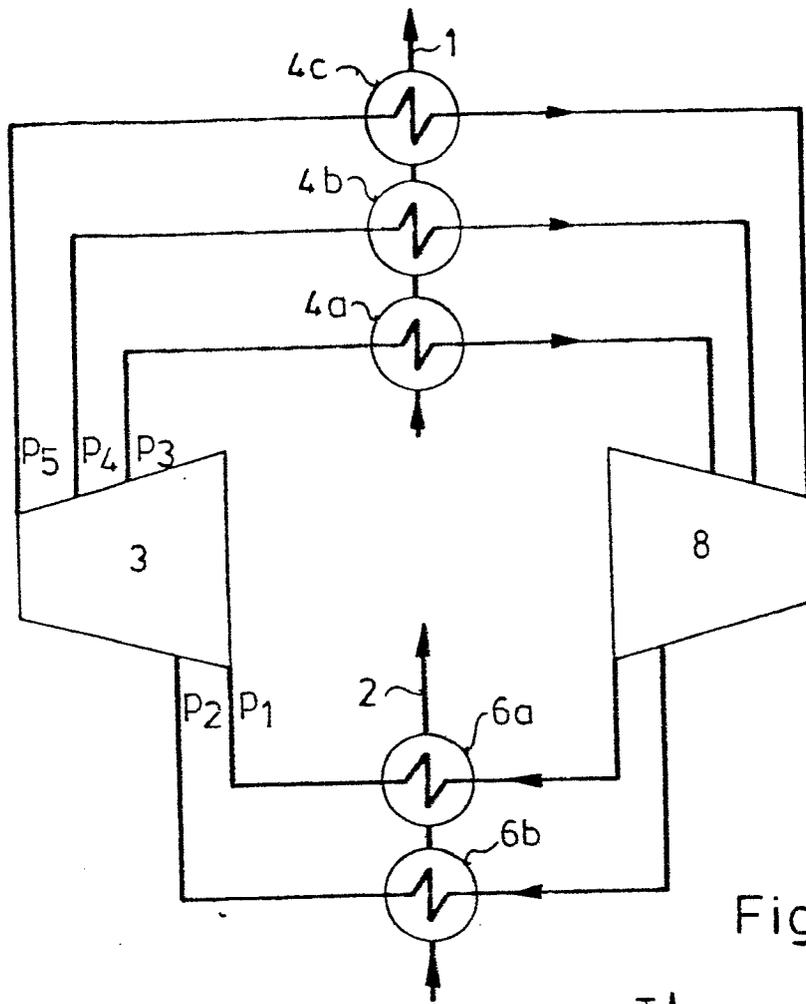


Fig.8

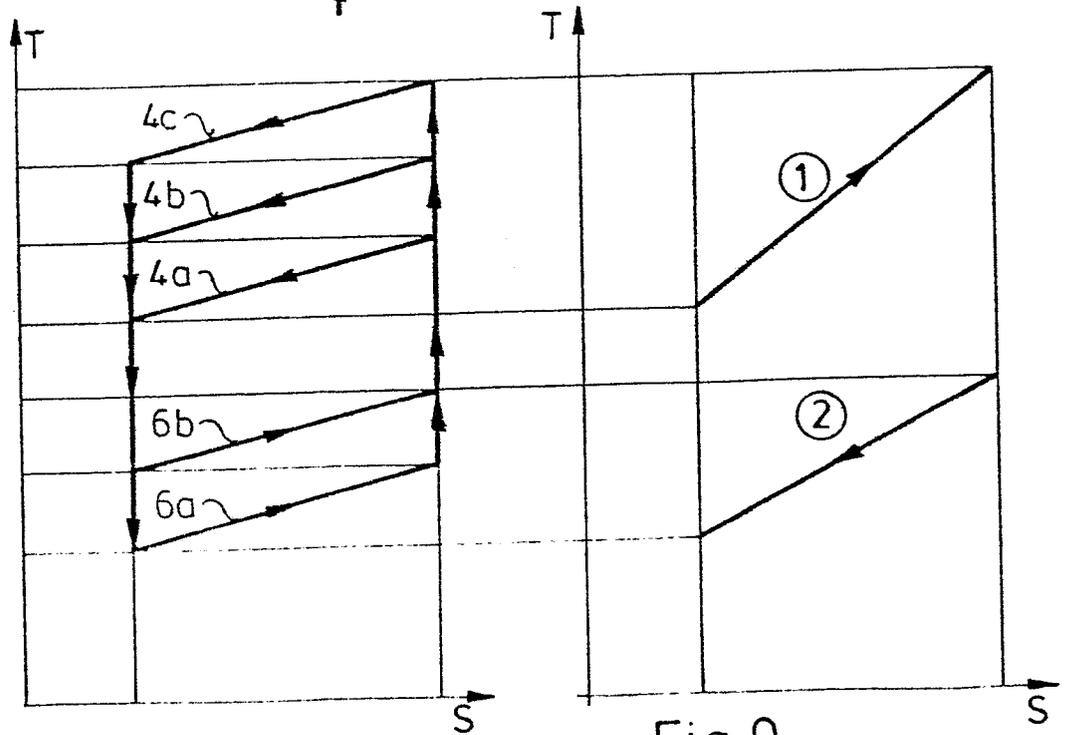


Fig.9

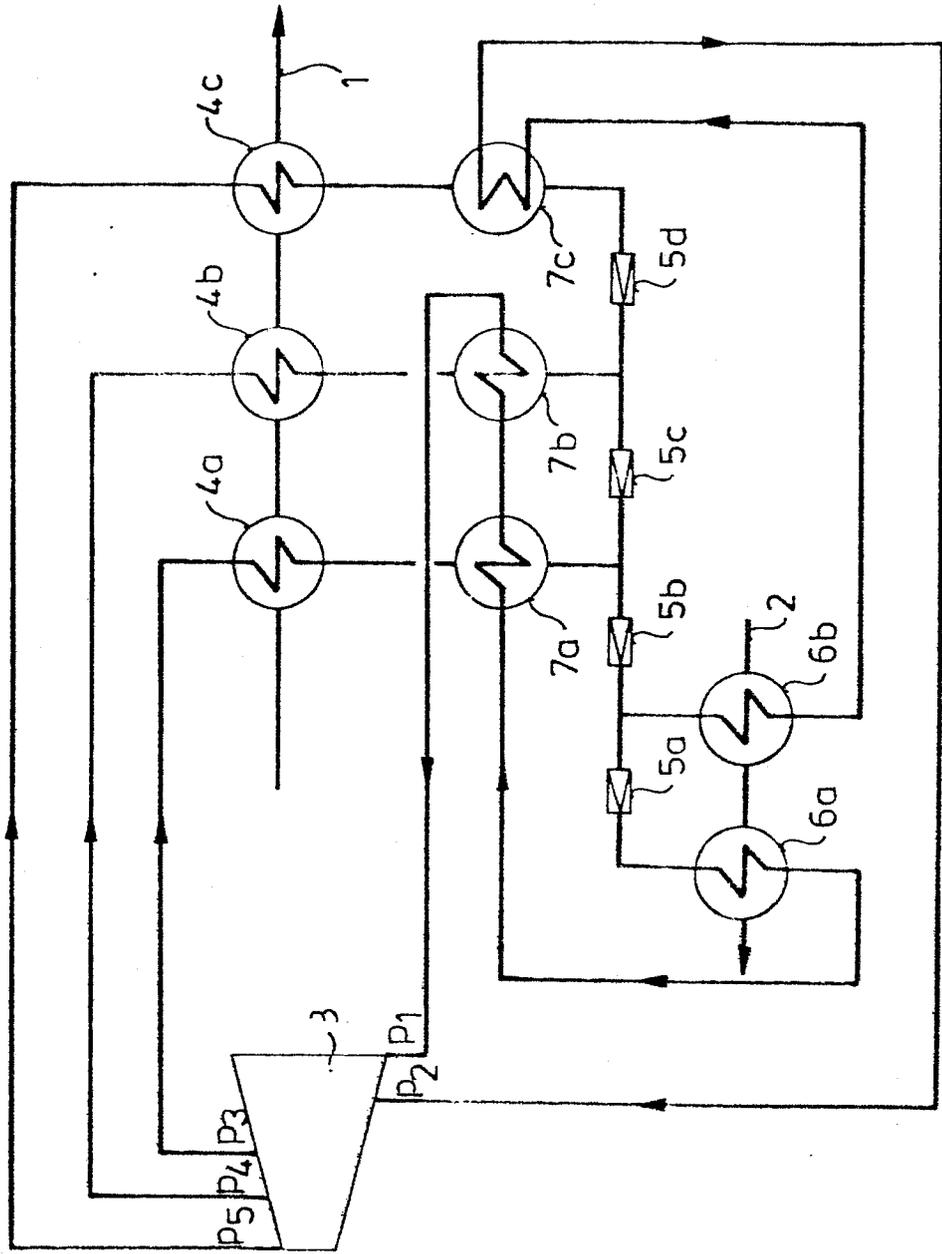


Fig.10



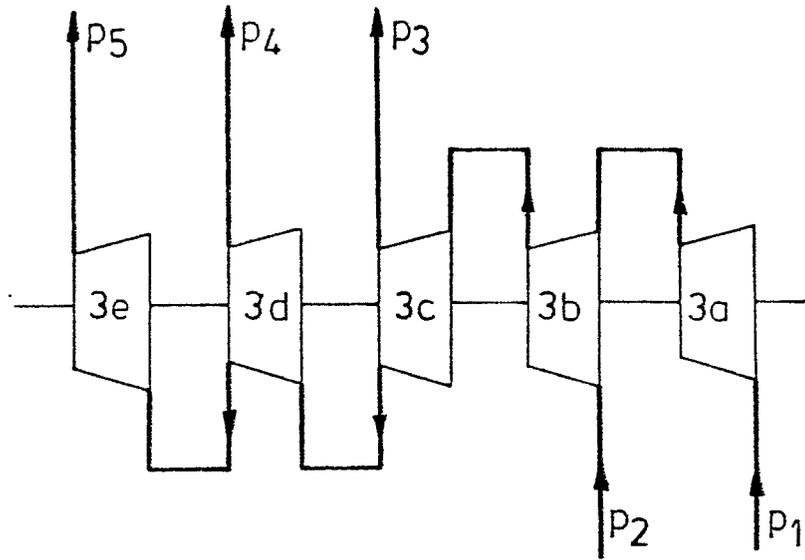


Fig. 11.a

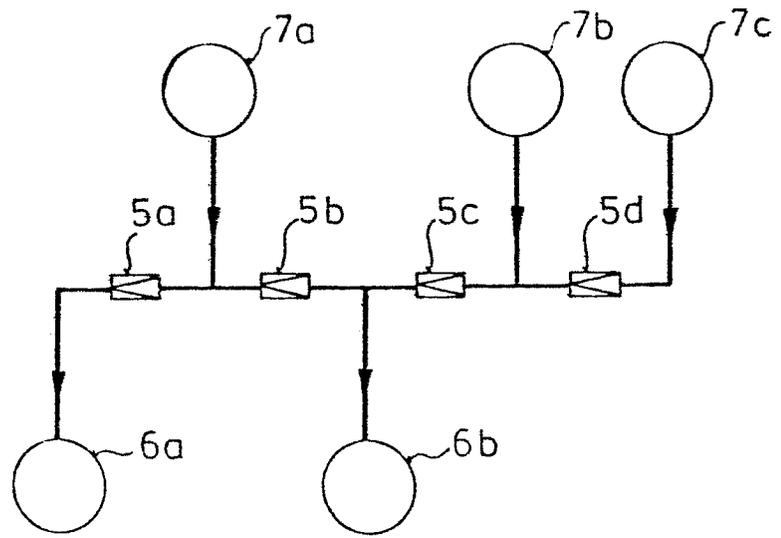


Fig. 11.b

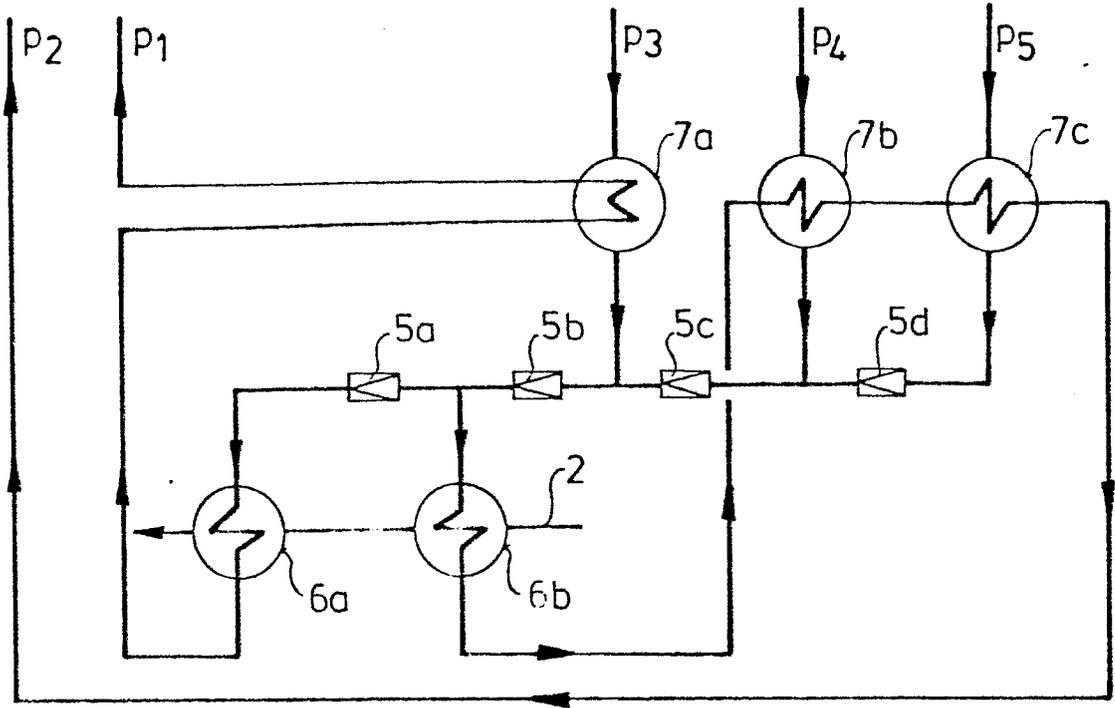


Fig. 11.c

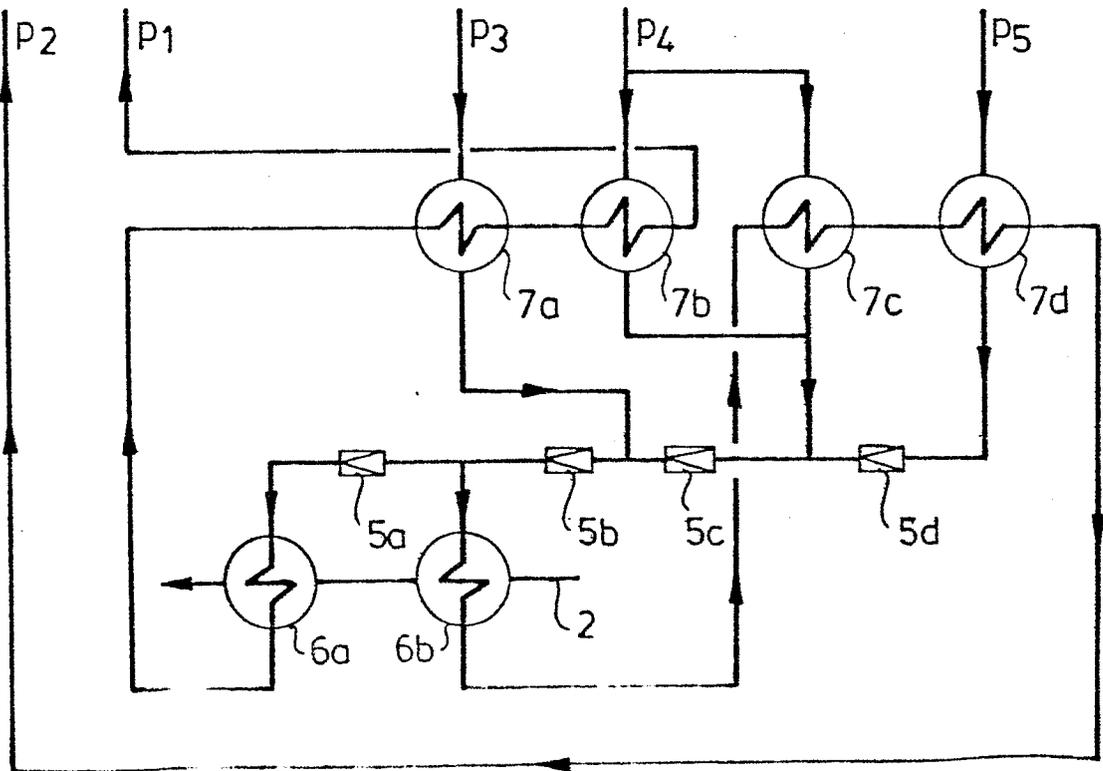


Fig. 11.d

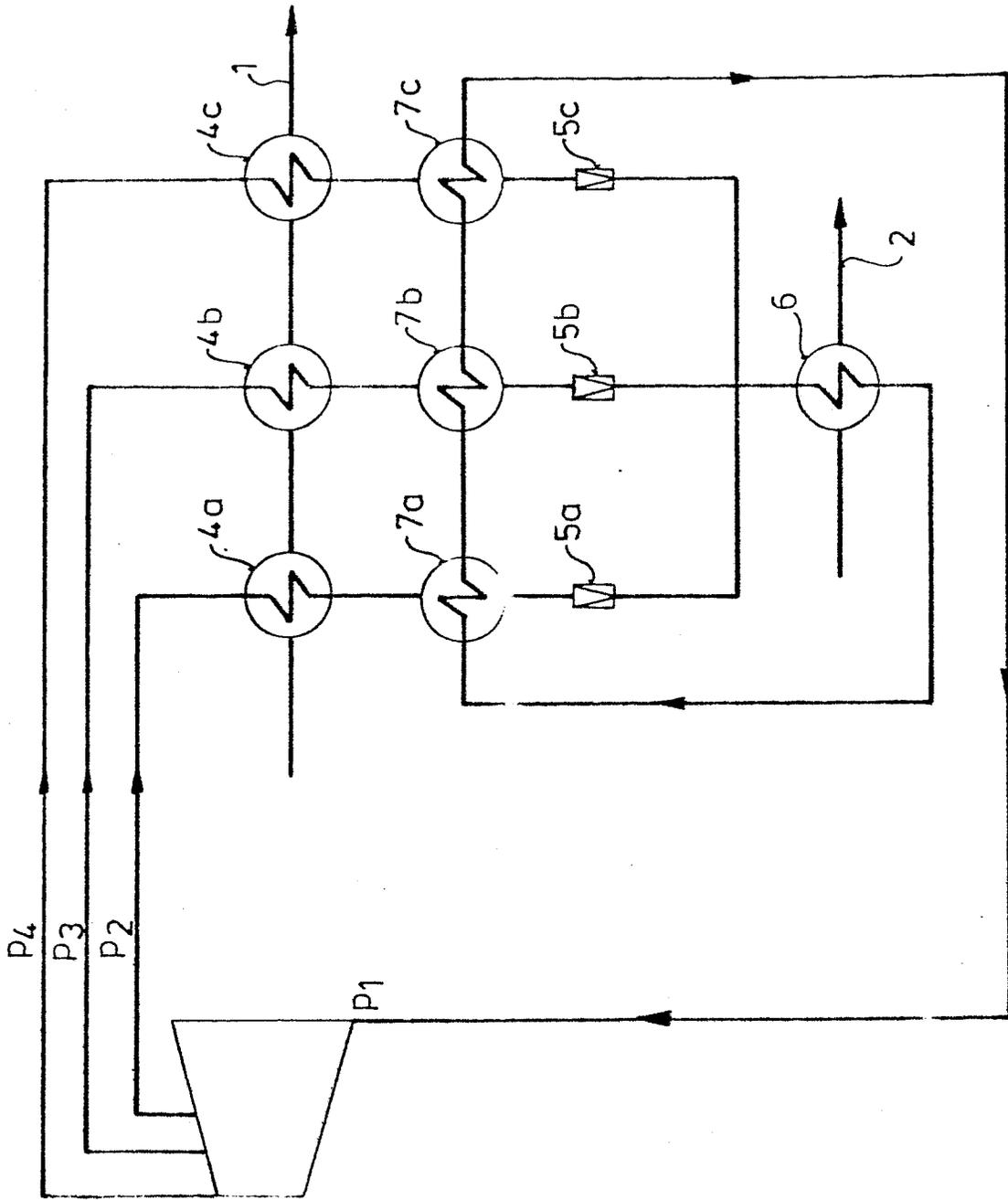


Fig.12

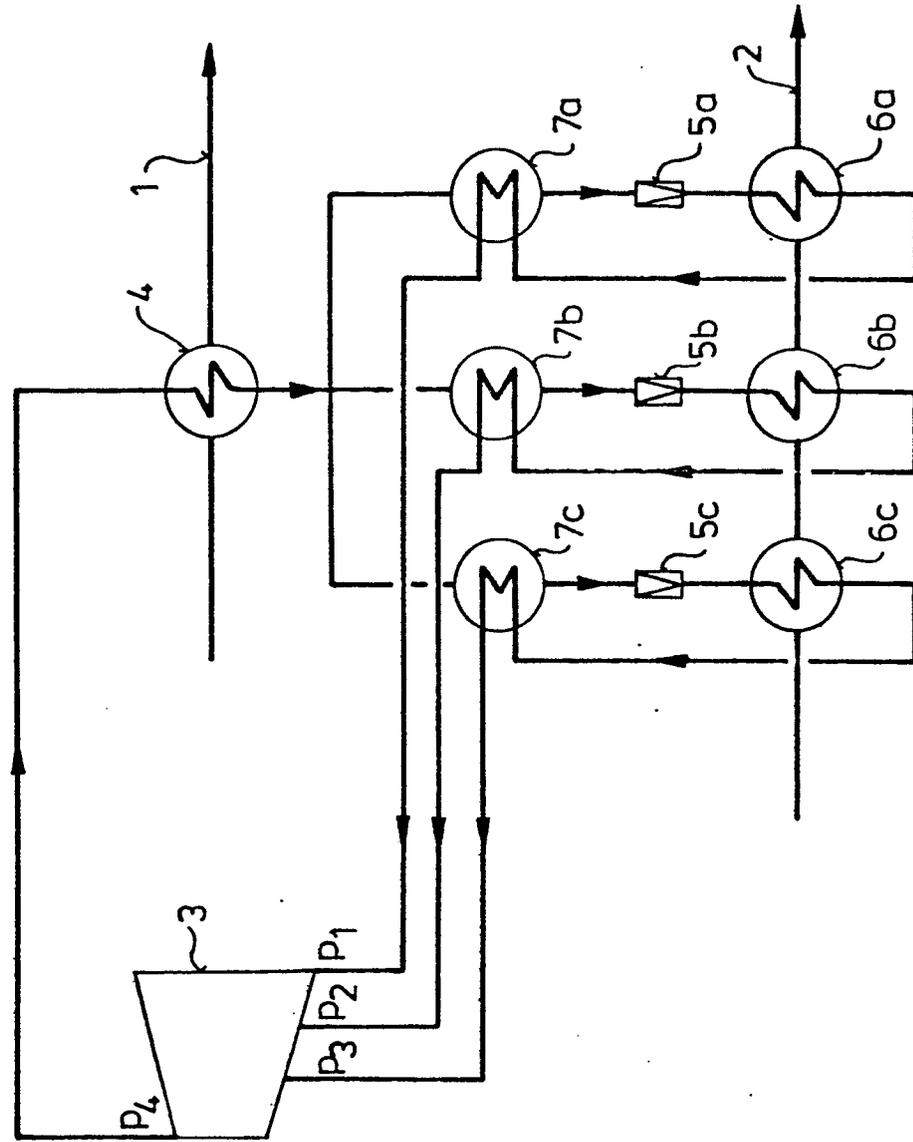


Fig.13

