

12

EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG

21 Anmeldenummer: **84106748.1**

51 Int. Cl.⁴: **F 01 K 25/06**

22 Anmeldetag: **13.06.84**

30 Priorität: **13.06.83 ES 523210**

43 Veröffentlichungstag der Anmeldung:
20.03.85 Patentblatt 85/12

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

71 Anmelder: **Mendoza Rosado, Serafin**
Marqués de Lozoya Nr. 15
Madrid(ES)

72 Erfinder: **Mendoza Rosado, Serafin**
Marqués de Lozoya Nr. 15
Madrid(ES)

74 Vertreter: **Henfling, Fritz, Dipl.-Ing.**
Beurhausstrasse 7
D-4600 Dortmund 1(DE)

54 **An den Carnot-Prozess angenähertes thermodynamisches Verfahren.**

57 Zur Verbesserung des Wirkungsgrades bei der Umwandlung von thermischer in mechanische Energie in einem Kreisprozeß mit zwei bestimmten voneinander hinreichend getrennten thermischen Niveaus (TI, TII), nämlich dem der Energiequelle und dem des Energieabflusses, wird vorgeschlagen, als Prozeßfluidum eine Gruppe von Substanzen ausreichender thermischer Stabilität innerhalb des Temperaturbereiches (TI-TII) des Verfahrens sowie einer unterhalb der Energieabflußtemperatur (TII) liegenden Gefrierpunkttemperatur einzusetzen, die in ihrem flüssigen Zustand mischbar oder unmischbar sein können und jeweils bei gegebenen Temperaturen verschiedene Dampfdrucke besitzen, wobei der Sättigungsdruck der weniger flüchtigen Substanz im Temperaturniveau (TI) der Energiequelle um ein Mindestmaß höher ist als der Sättigungsdruck der flüchtigeren Komponente im Temperaturniveau (TII) des Energieabflusses, woraus ein hinsichtlich seines Wirkungsgrades an den Carnot-Prozeß angenähertes thermodynamisches Verfahren resultiert.

- 1 -

An den Carnot-Prozess angenähertes thermodynamisches Verfahren

Die Erfindung betrifft ein Verfahren zur Umwandlung von thermischer in mechanische Energie mit dem Ziel einer Verbesserung seines Wirkungsgrades in Annäherung an den Carnot-Prozess. Das Verfahren besteht einerseits aus zwei isothermischen Umwandlungen durch Aufnahme bzw. Abgabe von thermischer Energie bei den jeweiligen Temperaturniveaus der Wärmequelle bzw. des Wärmeabflusses, und andererseits aus zwei isobarischen Umwandlungen (Wärmeaustausch) mit identischer mittlerer Wärmekapazität (gleiche Steigung der Kurven), in denen das Prozessfluidum in zwei getrennten Stufen (Erwärmung bzw. Abkühlung) Wärme mit sich selbst austauscht. Dabei besteht die Grundbedingung, daß die Temperaturniveaus der Wärmequelle bzw. des Wärmeabflusses ausreichend voneinander getrennt sind, um einen ausreichend hohen absoluten Wert der in mechanische Energie umgewandelten Wärme zu gewährleisten.

Zur Erfüllung der dargestellten Bedingungen muß das im Verfahren einzusetzende Prozessfluidum besondere Eigenschaften aufweisen, die im folgenden aufgeführt sind:

A) Möglichst ähnliche Sättigungsdruckwerte bei den oberen und den unteren Prozesstemperaturen (bei der Wärmequelle bzw. beim Wärmeabfluss), zur Ermöglichung der isothermischen Umwandlungen, nämlich der Energieaufnahme bzw. -abgabe, bei den jeweiligen Temperatur-niveaus bei ebenfalls gleichbleibendem Druck. (Dieser Umstand erweist sich als die einzige Möglichkeit, die erwähnten isothermischen Umwandlungen zu erzielen). Die Eigenschaften des Fluidums müssen außerdem bei den untereinander ähnlichen Temperatur-niveaus des Fluidums und beiden sich nahe-liegenden Druckwerten möglichst erhalten bleiben, um eine praktische Übereinstimmung der durchschnitt-lichen Steigung (mittlere Wärmekapazität) beider Iso-baren des Wärmetauschers verzeichnen zu können.

Dieser Umstand ermöglicht einen maximalen Wärmeaus-tausch des Prozeßfluidums mit sich selbst bei ver-schiedenen Temperatur-niveaus, und zwar mit einer minimalen thermischen Einbusse und, infolgedessen, mit minimalen Irreversibilitätsverlusten, die auf die Notwendigkeit eines Mindestgradienten zur Er-haltung des Wärmeflusses beschränkt werden.

B) Kleinstmögliche Differenz zwischen der Eintritts-temperatur des Prozessfluidums in die Umwandlungs-vorrichtung (Turbine o.a.) und der Austrittstempera-tur aus der selben Vorrichtung, nach erfolgter adiab-atischer Expansion innerhalb der vorgegebenen Druck-werte (praktisch vernachlässigbare isoentropische Expansion), damit bei den isobarischen Umwandlungen der größtmögliche Anteil an Wärmeenergie bei mittle-ren Temperatur-niveaus wiedergewonnen werden kann, wie bereits unter Punkt A erwähnt.

Dieser Umstand erfordert außer der erwähnten Bedingung einer minimalen Druckdifferenz bei der Expansion die Verwendung eines Prozessfluidums mit großer Molekularmasse.

5

- C) Hohe - und möglichst gleichwertige - mittlere spezifische Wärmewerte bei den isobarischen Umwandlungen unter beiden erwähnten Druckwerten im Temperaturbereich zwischen der Temperatur im Wärmeabfluss und der Turbinenaustrittstemperatur, die, wie oben erklärt, der Temperatur der Wärmequelle möglichst entsprechen soll.

10

Diese Bedingung muß erfüllt werden, damit der Gradient des für die Herstellung eines tatsächlich benötigten Wärmeflusses so klein wie möglich gehalten wird, wobei die Temperaturniveaus beim Wärmeaustausch annähernd gleich und somit die Irreversibilitätsverluste so gering wie möglich gehalten werden.

15

20

- D) Das Prozessfluidum muß eine thermische Stabilität innerhalb des Prozesstemperaturbereiches aufweisen.

- E) Der Gefrierpunkt des Prozessfluidums muß tiefer liegen als das Temperaturniveau des Wärmeabflusses.

25

Zur Erfüllung vorgenannter Bedingungen besteht die einzige Lösung darin, mehrere Substanzen mit bei bestimmter Temperatur unterschiedlichen Dampfspannungen zu verwenden, und zwar dergestalt, daß der Sättigungsdruck der beim Temperaturniveau der Wärmequelle weniger flüchtigen Komponente zwar höher, aber auch möglichst ähnlich dem Sättigungsdruck der beim Temperaturniveau des Wärmeabflusses flüchtigeren Komponente ist.

30

Um die Kosten der die Anlage bildenden Vorrichtungen zu senken, kann eine Zusatzbedingung eingeführt werden, nämlich dass die erwähnten Druckwerte außerdem dem Atmosphärendruck ähneln sollen. Das heißt, mit anderen Worten, daß der Siedepunkt der weniger flüchtigen Komponente nahe dem Temperaturniveau der Wärmequelle liegen soll, während der Siedepunkt der flüchtigeren Komponente dem Temperaturniveau des Wärmeabflusses nahe ist.

Die als Prozeßfluidum einzusetzenden Substanzen können im flüssigen Zustand mischbar oder unmischbar sein.

Die von diesen Substanzen im Prozeßablauf erfahrenen Umwandlungen und Zustände werden im folgenden zusammen mit den wichtigsten Vorrichtungen und Elementen der Anlage beschrieben:

A) Das Fluidum mit dem höchsten Siedepunkt in flüssiger Phase kommt beim höchsten Prozeßdruck im Gleichgewicht mit seiner eigenen Dampfphase und den erhitzten Dämpfen der übrigen Komponenten vor, unmittelbar vor dem Eintritt in den Dampferzeuger, wo es eben verdampft und dabei die Wärmeenergie der Wärmequelle isobarisch aufnimmt, und zwar mit einer sehr flachverlaufenden, d.h. also der Isotherme naheliegenden mittleren Umwandlungssteigung.

In diesem Dampferzeuger absorbieren alle Komponenten Wärme aus der Wärmequelle, angefangen von der Eintrittstemperatur bis zur höchsten Prozeßtemperatur. Nach den gestellten Prozeßbedingungen aber, müssen sich die Temperaturen möglichst ähneln, wie im Vorhergehenden angezeigt wurde.

Unter diesen Bedingungen verläßt nun das Fluidum mit dem höchsten Siedepunkt den Dampferzeuger als gesättigter Dampf in gasförmigem Gemisch der übrigen Komponenten bei den höchsten Prozeßdruck und -temperaturwerten.

5

B) Nach vorgegebenen Arbeitsbedingungen findet in der Turbine eine Expansion statt, ausgehend von den Austrittsbedingungen aus dem Dampferzeuger bis zum niedrigsten Prozeßdruck. Deshalb soll der Unterschied zwischen der Austritts- und Eintrittstemperatur möglichst gering sein.

10

C) Beim Turbinenaustritt werden die Dämpfe in einen isobarischen Wärmetauscher geführt, wo sie Energie abgeben und sich abkühlen, wobei sie auch progressiv die Dämpfe von den Komponenten mit höherem Siedepunkt kondensieren, so daß jedem Temperaturniveau ein bestimmtes Sättigungsgemisch (Flüssigkeit/Dampf) der genannten Komponenten entspricht. Diese Kühlung findet statt bis zu einer der Wärmeabflußtemperatur ähnlichen Temperatur. Unter diesen Bedingungen verläßt das Fluidum den Wärmetauscher, wobei der Dampfanteil hauptsächlich aus der Komponente mit niedrigstem Siedepunkt - also der flüchtigsten Komponente - besteht.

15

20

25

Durch die andere Zone des isobarischen Tauschers wird die Komponente mit niedrigstem Siedepunkt bei den höchsten Prozeßdruckwerten und der entsprechenden Sättigungstemperatur gänzlich verdampfen. Dieser Dampf bewirkt die progressive Verdampfung der übrigen Komponenten durch den von der absorbierten Wärme verursachten Temperaturanstieg des Gemisches bis die molare Sättigung für die einzelnen Temperaturstufen erreicht ist. Der Prozeß hält an bis zur gänzlichen Verdampfung

30

5 aller Komponenten bei der höchsten Wärmetauscher-Austrittstemperatur (Generatoreintritt), mit Ausnahme der Komponente mit höchstem Siedepunkt, die sich in flüssiger Phase befindet und erst im Dampferzeuger bei der höchsten Prozeßtemperatur - wie ausgeführt gänzlich verdampft wird.

10 Wenn der Druckunterschied zwischen beiden Tauscherstufen gering ist, wie in den Prozeßbedingungen angegeben, sind auch die molaren Zusammensetzungen der Dampfphasen bei den jeweiligen Temperaturen recht ähnlich, womit wiederum die mittlere spezifische Wärme der isobarischen Umwandlung der Wärmeabsorption und -abgabe im gesamten Temperaturbereich sehr ähnlich ist.

15 Logischerweise bestehen reelle Irreversibilitäten, die hauptsächlich auf die Notwendigkeit der Erhaltung eines thermischen Gradienten für den Wärmetransfer in einem zulässigen Wärmefluß zurückzuführen sind. In diesem Fall ist der Gradient jedoch minimal dank der

20 geringen Steigung der isobaren Kurven an beiden Seiten des Wärmetauschers (sehr hohe mittlere spezifische Wärmewerte), die durch die kontinuierlichen Kondensationen und Verdampfungen bedingt ist, wie bereits angegeben wurde.

25 D) Gänzliche Kondensierung der flüchtigsten Komponente (mit niedrigstem Siedepunkt) vom Austritt aus dem isobarischen Wärmetauscher aus beim niedrigsten Prozeßdruck und beim Temperaturniveau des Wärmeabflusses.

30 Wenn die molare Zusammensetzung des Dampfes beim Wärmetauscheraustritt praktisch der der flüchtigsten Komponente entspricht und die Austrittstemperatur - wegen des erforderlichen Mindestgradienten - der Temperatur

des Wärmeabflusses (Sättigungstemperatur der Dampfphase der flüchtigsten Komponente beim niedrigsten Prozeßdruck) nahe liegt, wird, unter den angegebenen Bedingungen, diese isobarische Umwandlung praktisch auch isothermisch sein. Damit kommt die totale Kondensierung des Prozeßfluidums zustande und diese Wärme wird dem Wärmeabfluß zugeleitet (Prozeßenergie).

In der Praxis empfiehlt es sich, den beschriebenen isobarischen Wärmetauscher in mehrere Tauscher zu unterteilen, um die jeweils kondensierte Flüssigkeit am Austritt eines jeden Tauschers abzuscheiden. Dadurch wird der Bedarf an Wärmeaustauschfläche verringert und eine höhere Gleichmäßigkeit unter den mittleren Wärmekapazitätswerten im Wärmeaustausch erreicht.

Andererseits ist die Möglichkeit, adäquate Fluida zu finden, die alle gestellten Prozeßbedingungen erfüllen, beschränkt. Deshalb werden gewisse Abstriche gemacht werden, und eine lediglich annähernde Erfüllung derselben gelten lassen müssen. Dies kann allerdings eine größere Komplexität des dargestellten Prozesses mit sich bringen, z.B. wenn für bestimmte Temperaturbereiche der Wärmequelle und des Wärmeabflusses sich merklich abgeänderte Höchst- bzw. Tiefstprozessdrucke ergeben. In diesem Fall sollte der Prozeß in mehreren Etappen oder Turbinenexpansionen ablaufen, um einen hohen Umwandlungswirkungsgrad zu erreichen, und zwar gemäß dem beschriebenen Verfahrenskonzept in der Weise, daß in jedem Fall die Anzahl der Etappen oder Stufen a priori je nach Anwendungsfall in Abhängigkeit vom zu erzielenden Wirkungsgrad einerseits und vom praktisch-wirtschaftlichen Aspekt andererseits definiert wird.

Im folgenden Abschnitt werden zwei Beispiele einer praktischen Anwendung in einer bzw. drei Etappen oder Stufen dargestellt. Dabei können die Unterschiede zwischen den in beiden Versionen erzielten Wirkungsgrade für diesen konkreten Fall festgestellt werden.

Für diese Beispiele einer praktischen Anwendung wurde folgendes Prozeßfluidum ausgesucht:

- 10 - Eutektische Mischung aus 26,5% Diphenyl und 73,5% Diphenyloxid. Das Produkt wird von der Fa. DOW als 'Dowtherm-A' vertrieben und wird im folgenden D-A genannt (weniger flüchtiges Fluidum);
- 15 - Destilliertes Wasser (flüchtigeres Fluidum).

Für diese Beispiele der praktischen Anwendung wurden die genannte Fluida hauptsächlich wegen ihrer leichten Beschaffung, ihrer niedrigen Kosten und der großen Erfahrung bei ihrem Einsatz in Wärmeübertragungsverfahren ausgewählt. Nichtsdestotrotz weist das Fluidum D-A einen wesentlichen Nachteil auf, der in seinem thermischen Stabilitätsbereich liegt. Dieser ist zwar relativ hoch (über 400° C laut Herstellerangaben) und er ermöglicht eine leichte Regenerierung, aber dadurch wird auch der höchste Wert der Prozeßwärme auf diese Temperatur beschränkt und damit auch der absolute Umwandlungswirkungsgrad (falls die Wärmequelle höhere Temperaturen liefert oder ermöglicht). Selbstverständlich ergibt sich dieser Nachteil nicht bei der Verwendung von Fluida mit einer höher liegenden thermischen Stabilität.

Andererseits scheint das destillierte Wasser als flüchtigeres Prozeßfluidum nicht die gestellten Prozeßbedingungen zu erfüllen. Es ist jedoch ein Kompositum mit kleinerer Molekularmasse und daher auch mit sehr großer latenter Wärme des Phasenumschlags unter Bedingungen, die der kritischen Temperatur bezüglich der mittleren spezifischen Wärme der verflüssigten Fluida innerhalb des Arbeitsbereiches entfernt liegen. Und deshalb bewirkt es, daß die Steigung der Erwärmungsisobaren der genannten flüssigen Phase sehr hoch ist. Damit liegt praktisch - innerhalb genannter Grenzen - diese Isobare der isoentropischen Kurve im Kontext des Prozeßverlaufes sehr nahe, denn die übrigen isobaren Kurven desselben weisen wesentlich kleinere Steigungen auf. Das dargestellte Beispiel kann also als zulässige Alternative des genannten Grundsatzverfahrens erachtet werden, in der der isobarische Wärmeaustausch in der letzten Etappe durch eine isoentropische Expansion in der Turbine und eine isobarische Erwärmung von flüssigem Wasser ersetzt worden ist.

Der Einsatz eines anderen Fluidums mit anderen Eigenschaften als die des Wassers würde zu merklichen Wirkungsgradverlusten bei der Umwandlung im Prozeß führen.

Zur Erläuterung ist in Figur 1 ein T-S-Diagramm vom im vorausgehenden angesprochenen (theoretischen) Carnot-Prozeß wiedergegeben. Figur 2 zeigt das entsprechende Diagramm des erfindungsgemäßen einstufigen Verfahrens. Dabei entsprechen die Bestandteil des Diagramms bildenden Isobaren den mittleren spezifischen Umwandlungswärmewerten. Die in Figur 2 gestrichelt dargestellten Bereiche deuten die Verluste beim erfindungsgemäßen Verfahren gegenüber dem Idealprozeß an.

Im folgenden werden zwei praktische Anwendungsbeispiele mit dem beschriebenen Prozeßfluidum mit einer einzigen bzw. mit drei Stufen dargestellt.

5 In diesen Beispielen wird eine globale Bilanz hinsichtlich der Thermik und der Umlaufmasse gezogen, wobei die gleiche Maßeinheit sowohl für die auftretende Wärmeenergie als auch für die in mechanische Energie umgewandelte Energie benutzt wird.

10 Für die korrekte Verfolgung der Beispiele ist je ein Flußdiagramm (Figuren 3 u. 4) erstellt worden.

15 Das Hauptziel dieser Beispiele ist nicht, durch das dargestellte Verfahren die höchstmögliche Umwandlung von thermischer in mechanische Energie zu erreichen, sondern vielmehr die Erbringung des Beweises, daß bei zwei vorbestimmten und - um den absoluten Wert der umgewandelten Energie erstrebenswert zu machen - ausreichend auseinanderliegenden Temperaturniveaus (im aufgeführten Beispiel liegen sie zwischen 668°K und 298°K) die praktische Anwendung dieses Verfahrens es ermöglicht, eine Annäherung an den theoretischen Wirkungsgrad des Carnot-Kreisprozesses zwischen den besagten thermischen Niveaus zu erreichen, und zwar mit einem Wirkungsgrad, der weit aus höher liegt, als der jeden anderen realen bekannten Verfahrens.

25
30 Andererseits hängt die Erhöhung des absoluten Wirkungsgrades, wie bereits erwähnt, ausschließlich von einer höheren thermischen Stabilität der für den Prozeß ausgesuchten Fluida ab. Für die Erstellung der thermischen Bilanz und der Massenbilanz des Verfahrens wurden/wurde folgende Maßeinheiten und folgende Nomenklatur verwendet:
35

- P - Absoluter Druck in bar
 T - Temperatur in $^{\circ}\text{K}$
 H - Totaler Wärmefluß pro Zeiteinheit kJ/s
 (d.h.: Produkt der totalen Enthalpie
 5 in einem bestimmten Punkt mal totaler
 umlaufender Masse in kg/s
 h - Totale Enthalpie in kJ/s
 D-A - Fluidum 'Dowtherm-A' (im Text beschrieben)
 a_L - Massenfluss von flüssigem Wasser in kg/s
 10 a_V - Massenfluss von Wasserdampf in kg/s
 A_L - Massenfluss von D-A-Fluidum in kg/s
 A_V - Massenfluss von D-A-Dampf in kg/s
 Q - Wärmefluss in den Wärmetauschern in kJ/s
 W - Mechanische Energie pro Zeiteinheit in kJ/s
 15 γ - Adiabatischer Exponent (c_p/c_v)
 e - Druckquotient (p_1/p_2)

Anwendungsbeispiel mit einer einzigen Etappe - Fig.3 -

20

Thermische Bilanz

Dampferzeuger : Druck = P = 17.65 bar

25

Eintritt

Austritt

30

P = 17.65 bar	P = 17.65 bar
a_V = 33 kg/s	a_V = 33 kg/s
A_V = 47.39 kg/s	A_V = 310 kg/s
A_L = 260.61 kg/s	T = 663.5 $^{\circ}$ K
T = 574 $^{\circ}$ K	H = 372,884 kJ/s
H = 242,439.6 kJ/s	

Von der Wärmequelle abgegebene Energie: 130,444.4 kJ/s

Unter diesen Bedingungen in D-A-Dampf gesättigter Austrittsdampf

Turbine T-I

<u>Eintritt</u>		<u>Austritt</u>	
P	= 17.65 bar	P	= 1.96 bar
a_v	= 33 kg/s	a_v	= 33 kg/s
A_v	= 310 kg/s	A_v	= 310 kg/s
T	= 663.5°K	T	= 603.16°K
H	= 372,884 kJ/s	H	= 333,636.2 kJ/s
			(T_{sat} = 530.05°K)
			(H_{sat} = 278,948.2 kJ/s)

Umgewandelte Energie:

$$W_1 = \Delta H = 39,247.78 \text{ kJ/s}$$

Wärmetauscher C-I

Gehäuse

Druck: P = 17.65 bar

Eintritt

<u>Fluidum 1</u>		<u>Fluidum 2</u>	<u>Resultierendes Fluidum</u>
A_L	= 310 kg/s	a_v	= 33 kg/s
T	= 483°K	T	= 477.2°K
H	= 77,108.7 kJ/s	H	= 84,298.54 kJ/s
		a_v	= 33 kg/s
		A_v	= 5.07 kg/s
		A_L	= 304.93 kg/s
		T	= 480.3°K
		H	= 161.407.25 kJ/s

Austritt

a_v	= 33 kg/s	T	= 574°K
A_v	= 47.39 kg/s	H	= 242,439.6 kJ/s
A_L	= 260.61 kg/s		

Aufgenommene Energie: $Q = \Delta H = 81,032.33 \text{ kJ/s}$

Rohrleitungen

Druck: $P = 1.96 \text{ bar}$

5	<u>Eintritt</u>	<u>Austritt</u>
	$a_v = 33 \text{ kg/s}$	$a_v = 33 \text{ kg/s}$
	$A_v = 310 \text{ kg/s}$	$A_v = 211.26 \text{ kg/s}$
	$T = 603.16^\circ\text{K}$	$A_L = 98.74 \text{ kg/s}$
10	$H = 333,636.21 \text{ kJ/s}$	$T = 520.7^\circ\text{K}$
		$H = 252,603.87 \text{ kJ/s}$

Dampfaustrittsphase

Flüssigkeits-Austrittsphase

15	$a_v = 33 \text{ kg/s}$	$A_L = 98.74 \text{ kg/s}$
	$A_v = 211.26 \text{ kg/s}$	$T = 520.7^\circ\text{K}$
	$T = 520.7^\circ\text{K}$	$H = 32,459.38 \text{ kJ/s}$
	$H = 220,144.49 \text{ kJ/s}$	(Dränage zu DL-I)

20 Wärmetauscher E-I

Gehäuse

Druck: $P = 17.65 \text{ bar}$

	<u>Eintritt</u>	<u>Austritt</u>
25	$a_L = 33 \text{ kg/s}$	$a_v = 33 \text{ kg/s}$
	$T = 477.2^\circ\text{K}$	$T = 477.2^\circ\text{K}$
	$H = 17,146.2 \text{ kJ/s}$	$H = 84,298.54 \text{ kJ/s}$

Aufgenommene Wärme : $Q = \Delta H = 67,152.34 \text{ kJ/s}$

30

Rohrleitungen

Druck: $P = 1.96 \text{ bar}$

	<u>Eintritt</u>	<u>Austritt</u>
35	$a_v = 33 \text{ kg/s}$	$a_v = 33 \text{ kg/s}$
	$A_v = 211.26 \text{ kg/s}$	$A_v = 53.21 \text{ kg/s}$
	$T = 520.7^\circ\text{K}$	$A_L = 158.05 \text{ kg/s}$
	$H = 220,144.49 \text{ kJ/s}$	$T = 481^\circ\text{K}$
		$H = 152,992.16 \text{ kJ/s}$

DampfaustrittsphaseFlüssigkeits-Austrittsphase

5
 $a_v = 33 \text{ kg/s}$
 $A_v = 53.21 \text{ kg/s}$
 $T = 481^\circ\text{K}$
 $H = 114,436.96 \text{ kJ/s}$

$A_L = 158.05 \text{ kg/s}$
 $T = 481^\circ\text{K}$
 $H = 38,555.19 \text{ kJ/s}$

(Dränage zu DL-I)

Wärmeaustauscher C-II10 GehäuseDruck: $P = 17.65 \text{ bar}$ EintrittAustritt

15
 $a_L = 33 \text{ kg/s}$
 $T = 298^\circ\text{K}$

$a_L = 33 \text{ kg/s}$
 $T = 477.2^\circ\text{K}$

$$\Delta T = 452.2^\circ\text{K}$$

Aufgenommene Wärme

20
 $Q = 452.2^\circ\text{K} \times 4.187 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K} \times 33 \text{ kg/s} =$
 $24,759.05 \text{ kJ/s}$

RohrleitungenDruck: $P = 1.96 \text{ bar}$ 25 EintrittAustritt

$a_v = 33 \text{ kg/s}$
 $A_v = 53.21 \text{ kg/s}$
 $T = 481^\circ\text{K}$
 $H = 114,436.96 \text{ kJ/s}$

$a_v = 33 \text{ kg/s}$
 $A_v = 6.61 \text{ kg/s}$
 $A_L = 46.6 \text{ kg/s}$
 $T = 421.4^\circ\text{K}$
 $H = 89,677.91 \text{ kJ/s}$

30

DampfaustrittsphaseFlüssigkeits-Austrittsphase

5	a_v	= 33 kg/s	A_L	= 46,6 kg/s
	A_v	= 6.61 kg/s	T	= 421.4°K
	T	= 421.4°K	H	= 5,841.4 kJ/s
	H	= 83,836.48 kJ/s		

(Dränage zu DL-I)

Turbine T-II

10	<u>Eintritt</u>	<u>Austritt</u>
	P	P
15	= 1.96 bar	= 0.03167 bar
	a_v	a_v
	= 33 kg/s	= 29.6 kg/s
	T	A_L
	= 421°K	= 3.4 kg/s
15	h	T
	= 2,769,36 kJ/kg	= 298°K
	S	h
	= 7.2848 kJ/kg°K	= 2,167.3 kJ/kg
		S
		= 7.2848 kJ/kg°K

$$\Delta h = 602.02 \text{ kJ/kg}$$

20 Umgewandelte Energie:

$$W = \dot{m} \times \Delta h = 19,866.66 \text{ kJ/s}$$

25 Wärmetauscher C-III (Endkondensator)

Der gesamte Dampfanteil am Turbinenaustritt (T-II) wird in diesem Wärmetauscher kondensiert, wobei die Wärme an den Wärmeabfluß abgegeben wird (in diesem Fall beträgt die Temperatur 298°K).

30

Dem Wärmeabfluß abgegebene Wärme

$$Q = 71,329.97 \text{ kJ/s}$$

Ergebnisse des Einstufenverfahrens

- Aus der Wärmequelle entzogene Wärme:

$$Q_1 = 130,444.4 \text{ kJ/s}$$

- Gesamtwert der umgewandelten Energie:

$$W_T = 59,114.43 \text{ kJ/s}$$

- Umwandlungswirkungsgrad

$$\eta = \frac{W_T}{Q_1} = 0.453 \text{ (45.3\%)}$$

Anwendungsbeispiel eines Dreistufen-Verfahrens - Fig. 4 -DampferzeugerEintritt

$$\begin{aligned} P &= 14,706 \text{ bar} \\ T &= 606.5^\circ\text{K} \\ a_v &= 25 \text{ kg/s} \\ A_v &= 88,52 \text{ kg/s} \\ A_L &= 318.56 \text{ kg/s} \\ H &= 306,496.66 \text{ kJ/s} \end{aligned}$$

Austritt

$$\begin{aligned} P &= 14.706 \text{ bar} \\ T &= 668^\circ\text{K} \\ a_v &= 35 \text{ kg/s} \\ A_v &= 407.08 \text{ kg/s} \\ H &= 440,065.54 \text{ kJ/s} \end{aligned}$$

Von der Wärmequelle abgegebene Energie: 183,568.83 kJ/s.

Wie bereits angegeben, wird beim Verlassen dieser Vorrichtung der entstehende Dampf unter den Austrittsbedingungen am Dampferzeugeraustritt in D-A-Dampf gesättigt.

Turbine T-IEintritt

5 $P = 14.706 \text{ bar}$
 $T = 668^{\circ}\text{K}$
 $a_v = 25 \text{ kg/s}$
 $A_v = 407.08 \text{ kg/s}$
 $H = 440,065.54 \text{ kJ/s}$

10

Austritt

$P = 14.706 \text{ bar}$
 $T = 633.65^{\circ}\text{K}$
 $a_v = 25 \text{ kg/s}$
 $A_v = 407.08 \text{ kg/s}$
 $H = 411,196.13 \text{ kJ/s}$
 $(T_{\text{sat}} = 577.24^{\circ}\text{K})$
 $(H_{\text{sat}} = 365,781.41 \text{ kJ/s})$

Umgewandelte Energie:

15 $W = \Delta H = 28,869,41 \text{ kJ/s}$

Wärmetauscher C-I

A) Gehäuse: Druck $P = 14.706 \text{ bar}$

20

a) EintrittFluidum 1

$A_L = 407.08 \text{ kg/s}$
 $T = 536^{\circ}\text{K}$
 25 $H = 147,496.73 \text{ kJ/s}$

Fluidum 2

$a_v = 25 \text{ kg/s}$
 $T = 468.83^{\circ}\text{K}$
 $H = 63,459,32 \text{ kJ/s}$

Resultierendes Fluidum

30 $a_v = 25 \text{ kg/s}$
 $A_v = 15.79 \text{ kg/s}$
 $A_L = 391.29 \text{ kg/s}$
 $T = 527.6^{\circ}\text{K}$
 $H = 210.956.06 \text{ kJ/s}$

b) Austritt

35 $a_v = 25 \text{ kg/s}$ $T = 606,5^{\circ}\text{K}$
 $A_v = 88.52 \text{ kg/s}$ $H = 306,496.66 \text{ kJ/s}$
 $A_L = 318.56 \text{ kg/s}$

Aufgenommene Wärme:

$$\dot{Q} = \Delta \dot{H} = 95,540.6 \text{ kJ/s}$$

5 B) Rohrleitungen: Druck $p = 3.922 \text{ bar}$

a) Eintritt (des T-I-Turbinenaustrittsfluidums)

$$\begin{aligned} \dot{a}_v &= 25 \text{ kg/s} \\ \dot{A}_v &= 407.08 \text{ kg/s} \\ T &= 633.65^\circ\text{K} \\ \dot{H} &= 411,196.13 \text{ kJ/s} \end{aligned}$$

b) Austritt

$$\begin{aligned} \dot{a}_v &= 25 \text{ kg/s} \\ \dot{A}_v &= 257.52 \text{ kg/s} \\ \dot{A}_L &= 149.56 \text{ kg/s} \\ T &= 566.62^\circ\text{K} \\ \dot{H} &= 315,655.53 \text{ kJ/s} \end{aligned}$$

Flüssigkeitssammelbehälter (DL-I)

Druck $P = 3.922 \text{ bar}$

25 a) Eintritt (der am WT-Austritt dränierten Flüssigkeit)

Dränage am C-I-Wärmetauscher-Rohraustritt

$$\begin{aligned} \dot{A}_L &= 149.56 \text{ kg/s} \\ T &= 566.62^\circ\text{K} \end{aligned} \quad \dot{H} = 64,485.81 \text{ kJ/s}$$

Flüssigkeit aus dem Gehäuseaustritt des Wärmetauscher

C-II

$$\begin{aligned} \dot{A}_L &= 257.52 \text{ kg/s} \\ T &= 517.7^\circ\text{K} \end{aligned} \quad \dot{H} = 83,010.93 \text{ kJ/s}$$

b) Austritt

Flüssigkeit am Ansaugstutzen der Pumpe B-I

$$\begin{aligned}
 5 \quad A_L &= 407.08 \text{ kg/s} & H &= 147,496.73 \text{ kJ/s} \\
 T &= 536^\circ\text{K}
 \end{aligned}$$

Dampf-Flüssigkeits-Abscheider DM-II

$$10 \quad \text{Druck } P = 3.922 \text{ bar}$$

a) Eintritt

Dampfaustritt am C-I-Wärmetauscher-Rohrsystem-Austritt

$$\begin{aligned}
 15 \quad a_v &= 25 \text{ kg/s} \\
 A_v &= 257.52 \text{ kg/s} & H &= 251,179.61 \text{ kJ/s} \\
 T &= 566.62^\circ\text{K}
 \end{aligned}$$

20 Flüssigkeitsaustritt am C-II-Gehäuse-Austritt

$$\begin{aligned}
 a_v &= 5 \text{ kg/s} \\
 A_v &= 10.93 \text{ kg/s} & H &= 19,991.43 \text{ kJ/s} \\
 T &= 517.7^\circ\text{K}
 \end{aligned}$$

25

b) Eintritt und Dränage zum Behälter DL-I

Flüssigkeitsaustritt aus Gehäuse des C-II-Wärmetauschers

$$\begin{aligned}
 30 \quad A_L &= 257.52 \text{ kg/s} & H &= 83,010.93 \text{ kJ/s} \\
 T &= 517.7^\circ\text{K}
 \end{aligned}$$

c) Austritt

Entstehender Antriebsdampf für Turbine T-II

$$\begin{aligned}
 35 \quad a_v &= 30 \text{ kg/s} & T &= 564^\circ\text{K} \\
 A_v &= 368.45 \text{ kg/s} & H &= 271,171.03 \text{ kJ/s}
 \end{aligned}$$

Turbine T-IIEintrittAustritt

5	-	P = 3,922 bar	P = 0,98 bar
		$a_v = 30 \text{ kg/s}$	$a_v = 30 \text{ kg/s}$
		$A_v = 268.45 \text{ kg/s}$	$A_v = 268.45 \text{ kg/s}$
		$T = 564^\circ\text{K}$	$T = 527.6^\circ\text{K}$
		$H = 271,171.03 \text{ kJ/s}$	$H = 251,867.88 \text{ kJ/s}$
10			$(T_{\text{sat}} = 499.67^\circ\text{K})$
			$(H_{\text{sat}} = 237,420.15 \text{ kJ/s})$

Umgewandelte Energie: $W = \Delta H = 19,303.16 \text{ kJ/s}$

15 Wärmetauscher C-II

A) Gehäuse: Druck $P = 3.922 \text{ bar}$

a) Eintritt

20		<u>Fluidum 1</u>	<u>Fluidum 2</u>
		$A_L = 268.45 \text{ kg/s}$	$a_v = 5 \text{ kg/s}$
		$T = 467^\circ\text{K}$	$T = 416.5^\circ\text{K}$
25		$H = 57,940.33 \text{ kJ/s}$	$H = 12,187.99 \text{ kJ/s}$

Resultierendes Fluidum

30		$a_v = 5 \text{ kg/s}$
		$A_v = 2.27 \text{ kg/s}$
		$A_L = 266,18 \text{ kg/s}$
		$T = 464.8^\circ\text{K}$
		$H = 70,128.31 \text{ kJ/s}$

b) Austritt

$$\begin{aligned}
 a_v &= 5 \text{ kg/s} & T &= 517.7^\circ\text{K} \\
 A_v &= 10.93 \text{ kg/s} & H &= 103,002.35 \text{ kJ/s} \\
 A_L &= 357.52 \text{ kg/s}
 \end{aligned}$$

Aufgenommene Wärme: $Q = \Delta H = 32,874.04 \text{ kJ/s}$

B) Rohrleitungen: Druck $P = 0.98 \text{ bar}$

a) Eintritt (Austrittsfluidum aus Turbine T-II)

$$\begin{aligned}
 a_v &= 30 \text{ kg/s} & T &= 527.6^\circ\text{K} \\
 A_v &= 268.45 \text{ kg/s} & H &= 251,867.46 \text{ kJ/s}
 \end{aligned}$$

b) Austritt

$$\begin{aligned}
 a_v &= 30 \text{ kg/s} & T &= 495.2^\circ\text{K} \\
 A_v &= 216.72 \text{ kg/s} & H &= 218,993.83 \text{ kJ/s} \\
 A_L &= 51.73 \text{ kg/s}
 \end{aligned}$$

DampfphasenaustrittFlüssigkeitsphasenaustritt

$$\begin{aligned}
 a_v &= 30 \text{ kg/s} & A_L &= 51.73 \text{ kg/s} \\
 A_v &= 216.72 \text{ kg/s} & T &= 495.2^\circ\text{K} \\
 T &= 495.2^\circ\text{K} & H &= 14,196.66 \text{ kJ/s} \\
 H &= 204,798.07 \text{ kJ/s} & & (\text{Dränage zu DL-II})
 \end{aligned}$$

Wärmetauscher E-I

(Hochdruck-Wasserdampfsieder)

A) Gehäuse: Druck $p = 14.706 \text{ bar}$

a) Eintritt

$$\begin{aligned}
 a_L &= 25 \text{ kg/s} \\
 T &= 416.5^\circ\text{K} \\
 H &= 6,646.55 \text{ kJ/s}
 \end{aligned}$$

b) Austritt

$$\begin{aligned}
 a_v &= 25 \text{ kg/s} \quad (\text{gesättigter Dampf}) \\
 T &= 468.83^\circ\text{K} \\
 H &= 63,459.33 \text{ kJ/s}
 \end{aligned}$$

Aufgenommene Wärme:

$$Q = \Delta H = 56,812.78 \text{ kJ/s}$$

B) Rohrleitungen: Druck $p = 0,98 \text{ bar}$ a) Eintritt (Dampfphasenaustritt aus C-II-Rohr-system)

$$\begin{aligned}
 a_v &= 30 \text{ kg/s} & T &= 495.2^\circ\text{K} \\
 A_v &= 216,72 \text{ kg/s} & H &= 204,798.07 \text{ kJ/s}
 \end{aligned}$$

b) Austritt

$$\begin{aligned}
 a_v &= 30 \text{ kg/s} & T &= 469.03^\circ\text{K} \\
 A_v &= 74.75 \text{ kg/s} & H &= 147,985.29 \text{ kJ/s} \\
 A_L &= 141.97 \text{ kg/s}
 \end{aligned}$$

30 Dampfaustritt Flüssigkeitsaustritt

$$\begin{aligned}
 a_v &= 30 \text{ kg/s} & A_L &= 141.97 \text{ kg/s} \\
 A_v &= 74.75 \text{ kg/s} & T &= 469.03^\circ\text{K} \\
 T &= 469.03^\circ\text{K} & H &= 31,223.98 \text{ kJ/s} \\
 H &= 116,761.31 \text{ kJ/s} & & (\text{Dränage zu DL-II})
 \end{aligned}$$

Flüssigkeitssammelbehälter DL-IIDruck $p = 0,98$ bara) Eintritt

Dampfphasenaustritt aus C-II-Wärmetauscher-Rohrsystem

$$\begin{aligned} A_L &= 51.73 \text{ kg/s} & H &= 14,196.27 \text{ kJ/s} \\ T &= 495.2^\circ\text{K} \end{aligned}$$

Flüssigkeitsphasenaustritt aus C-I-Wärmetauscher-Rohrsystem

$$\begin{aligned} A_L &= 141.97 \text{ kg/s} & H &= 31,223.98 \text{ kJ/s} \\ T &= 469.03^\circ\text{K} \end{aligned}$$

Flüssigkeitsphasenaustritt aus C-III-Wärmetauscher-gehäuse

$$\begin{aligned} A_L &= 74.75 \text{ kg/s} \\ T &= 442.9^\circ\text{K} & H &= 12,520.08 \text{ kJ/s} \end{aligned}$$

b) Austritt

Ansaugstutzen Pumpe B-II

$$\begin{aligned} A_L &= 268,45 \text{ kg/s} & H &= 57,940.33 \text{ kJ/s} \\ T &= 467^\circ\text{K} \end{aligned}$$

Turbine T-IIIEintritt (Dampfphasenaustritt aus E-I-Rohrsystem)

$$\begin{aligned} P &= 0.98 \text{ bar} \\ a_v &= 30 \text{ kg/s} \\ A_v &= 74,54 \text{ kg/s} \\ T &= 469.03^\circ\text{K} \\ H &= 116,761.31 \text{ kJ/s} \end{aligned}$$

Austritt

$$P = 0.49 \text{ bar}$$

$$a_v = 30 \text{ kg/s}$$

$$A_v = 71.87 \text{ kg/s}$$

$$A_L = 2.88 \text{ kg/s}$$

$$T = 446.1^\circ\text{K}$$

$$H = 111,700.68 \text{ kJ/s}$$

Umgewandelte Energie:

$$W = \Delta H = 5,060.63 \text{ kJ/s}$$

Wärmetauscher C-III

A) Gehäuse: $P = 0.98 \text{ bar}$

a) Eintritt

$$A_L = 74.75 \text{ kg/s}$$

$$T = 403^\circ\text{K}$$

$$H = 6,775.67 \text{ kJ/s}$$

b) Austritt

$$A_L = 74.75 \text{ kg/s}$$

$$T = 442.9^\circ\text{K}$$

$$H = 12,520.08 \text{ kJ/s}$$

Aufgenommene Wärme:

$$Q = \Delta H = 5,744.42 \text{ kJ/s}$$

B) Rohrleitungen: Druck $P = 0.49$ bar

a) Eintritt (Fluidum aus dem T-III-Turbinenaustritt)

$$\begin{array}{ll} 5 & a_v = 30 \text{ kg/s} \quad T = 446.1^\circ\text{K} \\ & A_v = 71.87 \text{ kg/s} \quad H = 111,700.68 \text{ kJ/s} \\ & A_L = 2.88 \text{ kg/s} \end{array}$$

b) Austritt

$$\begin{array}{ll} 10 & a_v = 30 \text{ kg/s} \quad T = 440.8^\circ\text{K} \\ & A_v = 57.56 \text{ kg/s} \quad H = 105,956.26 \text{ kJ/s} \\ & A_L = 17.19 \text{ kg/s} \end{array}$$

15 Dampfphasenaustritt Flüssigkeitsphasenaustritt

$$\begin{array}{ll} & a_v = 30 \text{ kg/s} \quad A_L = 17.19 \text{ kg/s} \\ & A_v = 57.56 \text{ kg/s} \quad T = 440.8^\circ\text{K} \\ & T = 440.8^\circ\text{K} \quad H = 2,794.19 \text{ kJ/s} \\ 20 & H = 103,162.08 \text{ kJ/s} \end{array}$$

Wärmetauscher E-II

(Niederdruck-Wassersieder)

25

A) Gehäuse: Druck $P = 3.922$ bar

a) Eintritt

$$\begin{array}{ll} 30 & a_L = 5 \text{ kg/s} \quad (\text{gesättigte Flüssigkeit}) \\ & T = 416.5^\circ\text{K} \\ & H = 1,318.86 \text{ kJ/s} \end{array}$$

b) Austritt

$$\begin{aligned}
 a_v &= 5 \text{ kg/s} && (\text{gesättigter Dampf}) \\
 T &= 416.5^\circ\text{K} \\
 H &= 12,190.5 \text{ kJ/s}
 \end{aligned}$$

Absorbierte Wärme:

$$Q = H = 10,869.14 \text{ kJ/s}$$

B) Rohrleitungen: Druck: $p = 0.49 \text{ bar}$ a) Eintritt (Dampfaustritt aus C-III-Rohrsystem)

$$\begin{aligned}
 a_v &= 30 \text{ kg/s} && T = 440.8^\circ\text{K} \\
 A_v &= 57.56 \text{ kg/s} && H = 103,162.08 \text{ kJ/s}
 \end{aligned}$$

b) Austritt

$$\begin{aligned}
 a_v &= 30 \text{ kg/s} && T = 426.5^\circ\text{K} \\
 A_v &= 31.81 \text{ kg/s} && H = 92,292.94 \text{ kJ/s} \\
 A_L &= 25.75 \text{ kg/s}
 \end{aligned}$$

DampfphasenaustrittFlüssigkeitsphasenaustritt

$$\begin{aligned}
 a_v &= 30 \text{ kg/s} && A_L = 25.75 \text{ kg/s} \\
 A_v &= 31.81 \text{ kg/s} && T = 426.5^\circ\text{K} \\
 T &= 426.5^\circ\text{K} && H = 3,488.2 \text{ kJ/s} \\
 H &= 88.804.75 \text{ kJ/s}
 \end{aligned}$$

(Dränage zu DL-III)

Wärmetauscher E-III

(Prozesswassererhitzer, der im E-II eingeschlossen werden kann)

A) Gehäuse: Druck $P = 3.922 \text{ bar}$

a) Eintritt

$$a_L = 30 \text{ kg/s}$$

$$T = 298^\circ \text{ K}$$

b) Austritt

$$a_L = 30 \text{ kg/s}$$

$$T = 416.5^\circ \text{ K}$$

$$\Delta t = 416.5 - 298^\circ \text{ K} = 118.5^\circ \text{ K}$$

Aufgenommene Wärme:

$$\begin{aligned} Q &= 30 \text{ kg/s} \times 4.187 \text{ kJ/kg}^\circ \text{ K} \times 391.5^\circ \text{ K} \\ &= 14,884.07 \text{ kJ/s} \end{aligned}$$

B) Rohrleitungen: Druck $P = 0.49 \text{ bar}$

a) Eintritt

$$a_v = 30 \text{ kg/s}$$

$$A_v = 31.81 \text{ kg/s}$$

$$T = 426.5^\circ \text{ K}$$

$$H = 88,804.75 \text{ kJ/s}$$

b) Austritt

$$\begin{aligned}
 a_v &= 30 \text{ kg/s} \\
 A_v &= 3,92 \text{ kg/s} \\
 A_L &= 27.89 \text{ kg/s} \\
 T &= 379.27^\circ\text{K} \\
 H &= 73,920.68 \text{ kJ/s}
 \end{aligned}$$

	<u>Dampfphasenaustritt</u>	<u>Flüssigkeitsphasenaustritt</u>
10	$a_v = 30 \text{ kg/s}$ $A_v = 3.92 \text{ kg/s}$ $T = 379.87^\circ\text{K}$ $H = 72,588.9 \text{ kJ/s}$	$A_L = 27.89 \text{ kg/s}$ $T = 379.87^\circ\text{K}$ $H = 1,331.78 \text{ kJ/s}$
15		(Dränage zu DL-III)

Turbine T-IV

20 In diese Turbine gelangt der Rohraustrittsdampf aus dem Wärmetauscher E-III. Dabei verändert sich der Druck in mehreren Stufen (um überkritische Geschwindigkeiten an der Düse zu vermeiden) von $P_1 = 0.49 \text{ bar}$ bis $P_2 = 0,03166 \text{ bar}$.

25 Dieser Druck entspricht dem Sättigungsdruck des Wasserdampfes bei der niedrigeren Prozeßtemperatur von 298°K .

Unter diesen Bedingungen werden folgende Werte erhalten:

a) Eintritt

$$\begin{aligned}
 a_v &= 30 \text{ kg/s} & T &= 379.87^\circ\text{K} \\
 A_v &= 3.92 \text{ kg/s} & H &= 72,589.06 \text{ kJ/s}
 \end{aligned}$$

$$\text{Druck } P = 0,49 \text{ bar}$$

Wasserdampfenthalpie unter diesen Bedingungen:

$$h_1 = 2,696.26 \text{ kJ/kg}$$

5 Wasserdampfentropie unter diesen Bedingungen:

$$s_1 = 7.715 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$$

b) Austritt

10

Druck : $P = 0.03166 \text{ bar}$

Temperatur: $= 298^\circ\text{K}$

Endentropie nach der adiabatischen Veränderung:

15

$$s_2 = 7.715 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$$

Entsprechende Enthalpie:

20

$$h_2 = 2,285.41 \text{ kJ/kg}$$

c) In mechanische Arbeit umgewandelte Energie

$$\Delta h = h_1 - h_2 = 410.85 \text{ kJ/kg}$$

25

Folglich:

$$W = 30 \text{ kg/s} \times 410.85 \text{ kJ/kg} = 12,325.52 \text{ kJ/s}$$

Die Nebenwirkung der 3.92 kg/s des D-A-Fluidums als zusätzliche Arbeit wird hier vernachlässigt.

30

Wenn flüssiges Wasser bei 298°K als Ausgangswert der Enthalpie angenommen wird, ist die totale im Austrittsfluidum enthaltene Wärmemenge:

$$H = 67,171.51 \text{ kJ/s} = 60,263.29 + 6,908.22$$

$$30 \text{ kg/s} \times 4.1868 \text{ kJ/kg}^{\circ}\text{C} \times 328^{\circ}\text{K} = 6,908.22 \text{ kJ/s}$$

Wärmetauscher C-IV (Endkondensator)

In diesem Wärmetauscher kondensiert die Totalität des aus der Turbine T-IV noch austretenden Dampfes. Die Wärme wird dem Wärmeabfluss bei einer Temperatur von 298°K abgegeben.

Als Kühlfluidum wird in der Regel Wasser eingesetzt, das im Gehäuse des Wärmetauschers zirkuliert.

Die unter diesen Bedingungen abgegebene Energie ist:

$$Q = 67,171.51 \text{ kJ/s}$$

Die kondensierte Flüssigkeit, $a_L = 30 \text{ kg/s}$ und $A_L = 3.92 \text{ kg/s}$ wird dem Behälter DL-IV zugeführt, wo die Abscheidung durch die unterschiedlichen Dichten stattfindet. Danach wird die Flüssigkeit D-A von diesem Behälter DL-III zugeführt.

Der Behälter DL-IV wird mit dem entsprechenden Vakuum-Aggregat versehen, um die erforderlichen Prozeßbedingungen zu schaffen und zu halten.

Die für das Prozeßbeispiel gewählten Fluida werden unter den bereits erwähnten Kriterien ausgesucht und sind logischerweise nicht optimal, um unter den gegebenen Bedingungen einen guten Wirkungsgrad bei der Umwandlung zu erreichen.

Das als Beispiel errechnete Verfahren ist in keiner Weise optimiert worden. So sind z.B. die Druckgefälle in den Turbinen recht willkürlich festgelegt worden und die Mindestgradienten in den Wärmetauschern könnten durch Annäherung optimiert werden. So z.B. könnte der Wärmetauscher E-II unter diesen Bedingungen eine zusätzliche Wasserverdampfung von etwa 1 kg/s erlauben.

Trotz alledem wirft das Verfahren folgende thermische Bilanzen ab

Von der Wärmequelle absorbierte Wärme:

$$q_1 = 133,568.88 \text{ kJ/s}$$

- In den Turbinen umgewandelte Energie:

$$W_T = W_I + W_{II} + W_{III} + W_{IV} = 65,558.71 \text{ kJ/s}$$

- Dem Wärmeabfluss abgegebene Energie:

$$q_2 = 67,170.67 \text{ kJ/s}$$

- Gesamtfehlerfaktor der Bilanz:

$$\begin{aligned} \varepsilon &= 838.66 \text{ kJ/s} && (0,63\% \text{ bezogen auf Wärmequelle}) \\ & && (1,25\% \text{ bezogen auf umgewandelte Energie}) \end{aligned}$$

- Umwandlungswirkungsgrad:

$$\eta = \frac{W_T}{q_1} = \frac{65,558.71}{133,568.88} = 0.49082 \text{ (49.08\%)}$$

- Wirkungsgrad des theoretischen Carnot-Kreisprozesses bei den gleichen thermischen Niveaus:

$$\eta_c = \frac{T_1 - T_2}{T_1} = \frac{637.25 - 298}{637.25} = 0.532 \text{ (53.2\%)}$$

- Relativer Wirkungsgrad des Verfahrens bezogen auf den theoretischen Kreisprozess von Carnot:

$$\lambda = \frac{\eta}{\eta_c} = 0.9225 \text{ (92.25\%)}$$

Hier muß unterstrichen werden, daß der absolute Wirkungsgrad erhöht werden kann, und zwar durch die Verwendung eines auch bei höheren Temperaturen thermisch stabilen Fluidums, bzw. unter Verwendung derselben Fluida aus dem Beispiel nach einer Optimierung des Verfahrens und durch die Vorsehung von höheren Temperaturniveaus in der ersten Prozeß-Stufe (Brayton- bzw. Rankinezyklus).

Obwohl hierbei Berechnungsparameter mit den ungünstigsten Werten angewendet worden sind (Gesamtwärmewerte anstatt Enthalpien; keine Einbeziehung der Druckwerte usw.) könnten hinsichtlich der Erhaltung eines reellen, garantierten Mindestwirkungsgrades zusätzliche, nicht in der aufgeführten Prozeßbilanz enthaltene Verluste berücksichtigt werden, die hier angegeben werden:

- I - Mechanischer Wirkungsgrad der Pumpen
- II - Reibungsverluste des Fluidums beim Durchfließen der Wärmetauscher-Rohrsysteme
- III- Isoentropischer Wirkungsgrad der Turbinen.

Bezüglich des Pumpenwirkungsgrades (I) betragen - selbst bei einem angenommenen Pumpenwirkungsgrad von 50% - die nicht wiedergewonnenen Wärmeenergieverluste:

Gesamtverluste: 553.49 kJ/s (0.4 %)

Die für die bestehenden Prozeßbedingungen ausgewerteten Gesamtverluste aus II und III betragen weniger als 1,5%.

Das heißt also, daß selbst unter Berücksichtigung der tatsächlichen Gesamtverluste folgender reeller Wirkungsgrad erreicht wird:

$$\text{tatsächlicher } \eta > 47\%$$

Gemäß allen vorstehenden Ausführungen erlaubt dieses thermodynamische Verfahren eine praktische Annäherung des Wirkungsgrades der Umwandlung von der zwischen zwei bestimmten und ausreichend voneinander getrennt liegenden Temperaturniveaus (Wärmequelle / Wärmeabfluß) enthaltenen Wärmeenergie an den Umwandlungswirkungsgrad eines aus zwei Isothermen (Absorption und Abgabe) und zwei Isobaren bestehenden thermodynamischen Kreisprozesses, der den gleichen Wirkungsgrad erreicht, wie der Carnot-Kreisprozeß.

Derzeit existiert kein praktischer Prozeß, der bei den genannten thermischen Niveaus und der Umwandlung von Wärmeenergie in mechanische Energie einen Wirkungsgrad erreicht, der dem des Verfahrens vergleichbar wäre, das Gegenstand dieses Patent es ist.

Andererseits sind alle in diesem Verfahren eingesetzten Anlagenteile und -komponenten aus der konventionellen Fertigung. Das bedeutet, daß ihre Betriebsmerkmale und -verhalten von vornherein bestens bekannt sind. Außerdem sind die Beschaffungskosten - bei gleichbleibender Anlagenleistung - keineswegs höher als die Kosten bekannter Verfahren, sondern vielmehr umgekehrt in der breiten Mehrzahl der bestehenden Anwendungsmöglichkeiten. Dieses nicht unwesentliche und wichtige Merkmal der geringeren Kosten, kann noch weiter verbessert werden, wenn die definierten Sättigungsdrucke dem Atmosphärendruck nahe liegen.

1120.09.01
0134431

- 34 -

Nach hinreichender Beschreibung der Eigenschaften der vorliegenden Erfindung wird ausdrücklich festgestellt, daß jede, evtl. noch einzuführende Datailänderung als hierin eingeschlossen betrachtet wird, solange sie nicht ihre Merkmale grundlegend ändert.

Patentansprüche:

1. An den Carnot-Prozess angenahertes thermodynamisches Verfahren zur Umwandlung von thermischer Energie in mechanische Energie, zwischen zwei bestimmten, voneinander hinreichend getrennten thermischen Niveaus, nämlich dem der Energiequelle und dem des Energieabflusses, dadurch gekennzeichnet, daß als Prozeßfluidum eine Gruppe von Substanzen ausreichender thermischer Stabilität innerhalb des Temperaturbereichs des Verfahrens sowie einer unterhalb der Energieabflußtemperatur liegenden Gefrierpunktstemperatur eingesetzt wird, die in ihrem flüssigen Zustand mischbar oder unmischbar sein können und jeweils bei gegebenen Temperaturen verschiedene Dampfdrucke besitzen, wobei der Sättigungsdruck der weniger flüchtigen Substanz im Temperaturniveau der Energiequelle um ein Mindestmaß höher ist als der Sättigungsdruck der flüchtigeren Komponente im Temperaturniveau des Energieabflusses.
2. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Absorption der von der Wärmequelle - im höchsten Temperaturniveau - gelieferten Wärmeenergie durch eine bei konstantem Druck (isobarisch) und gleichzeitig nahezu konstanter Temperatur erfolgende Umwandlung bewirkt wird.

Dieser Effekt resultiert aus der progressiven Verdampfung der weniger flüchtigen Substanz und der gleichzeitig stattfindenden Erhitzung (mit sehr geringer Wärmeabsorption) der Dämpfe der übrigen genannten Substanzen. Beides (Verdampfung und Erhitzung) geschieht innerhalb eines ausreichend geringen Temperaturbereiches.

3. Thermodynamisches Verfahren mit praktischer Annäherung an den Carnot-Kreisprozess, gemäß vorangegangenen Patentansprüchen, in dem die Abgabe der Restwärmeenergie (Anergie) beim Temperaturniveau des Wärmeabflusses (niedrigstes Temperaturniveau) durch eine unter konstantem Druck (isobarisch) und gleichzeitig fast isothermisch erfolgte Umwandlung mittels Kondensierung des flüchtigeren Fluidums stattfindet.

Das geschieht, weil in dieser Prozeßstufe das Dampfgemisch fast ausschließlich aus dem flüchtigeren Fluidum besteht, wobei die Dampfanteile von den übrigen Komponenten vernachlässigbar sind.

4. Thermodynamisches Verfahren mit praktischer Annäherung an den Carnot-Kreisprozeß, gemäß vorangegangenen Patentansprüchen, in dem die Produktion von mechanischer Energie aus der Umwandlung der Wärmeenergie im Laufe des Verfahrens durch eine Enthalpie-Änderung (durch Expansion) des Prozeßfluidums in seiner Dampfphase erfolgt.

Diese Umwandlung findet in einer dafür geeigneten Vorrichtung statt (Turbine o.Ä.), und zwar von dem der Umwandlung in der Energiequelle entsprechenden Höchstdruck ausgehend bis zum Erreichen des dem Wärmeabfluss entsprechenden niedrigsten Druck. Beide Druckwerte ähneln sich untereinander, so daß die Temperaturänderung in der genannten Expansion so gering wie möglich gehalten wird. Dafür ist es außerdem erforderlich, daß die mittlere Molekularmasse der Fluidumskomponenten ausreichend groß ist. Diese große Molekularmasse des Prozeßfluidums kann zusätzlich der Energieumwandlungsvorrichtung (Turbine o.Ä.) einen kondensationsfreien Betrieb erlauben.

5. Thermodynamisches Verfahren mit praktischer Annäherung an den Carnot-Kreisprozess gemäß vorangegangenen Patentansprüchen, mit dem eine beinahe totale Wiedergewinnung der Energie bei mittleren Temperaturniveaus zwischen der Turbinenaustrittstemperatur und der Wärmeabflußtemperatur erfolgt, und zwar bis zur niedrigsten Temperatur, bei der der Dampf praktisch von der flüchtigsten Komponente gebildet wird, durch einen isobari-schen Austausch der Energie des Prozeßfluidums, derart, daß beim Turbinenaustrittsdruck die Dämpfe durch eine progressive Kühlung und Kondensierung der Komponenten mit höherem Siedepunkt Energie abgeben, wobei jeder Zwischentemperatur ein Flüssigkeits-Dampf-Sättigungs-gemisch der genannten Komponenten entspricht.

In der Praxis ist es angezeigt, die beschriebene Umwandlung in mehreren Stufen zu unterteilen, so daß in jeder einzelnen Stufe die Kondensate abgeschieden werden können. Dadurch wird einerseits vermieden, diese Flüssigkeit weiter abkühlen zu müssen, um sie anschließend im anderen Teil des Wärmeaustauschers wieder zu erwärmen; andererseits wird dadurch eine höhere allgemeine Gleichmäßigkeit der mittleren Wärmekapazität des Fluidums erreicht. Auf diese Weise sind die relativen Zusammensetzungen der verschiedenen Komponenten auch in dieser wärmeabgebenden Umwandlung variabel.

Die unter diesen Bedingungen abgegebene Energie wird bei geringfügig höherem, konstantem Druck vom Prozeßfluidum selbst aufgenommen, so daß bei niedrigeren Temperaturniveaus eine Sättigung und Verdampfung der flüchtigeren Komponente erreicht wird. Der entstehende Dampf unterstützt die kontinuierliche Verdampfung



0134431

- 4 -

der übrigen Komponenten bei der stattfindenden Temperaturerhöhung bis zur Erreichung der den jeweiligen Temperaturen entsprechenden Molarzusammensetzung der Sättigung. Dieser Vorgang findet statt bis zur totalen Verdampfung aller Komponenten bei der höchsten Umwandlungstemperatur, mit Ausnahme der weniger flüchtigen Komponente, die ihren flüssigen Zustand behält, um danach, bei den höheren Temperaturniveaus (Wärmequelle) verdampft zu werden, wie unter Nr.2 dieser Patentansprüche beschrieben.

Im Falle einer Unterteilung dieser isobarischen Umwandlungen werden die - in jeder der sich ergebenden Stufen - im Energieabgabebereich beim niedrigeren Druck drainierten Flüssigkeiten auf den höheren Druck gepumpt, und kommen so in die nächste Erwärmungsstufe im Wärmeaufnahmebereich. Auf diese Weise wird eine möglichst große Annäherung der mittleren Wärmekapazitäten (Kurveanstiegen) in den genannten isobarischen Umwandlungen von Wärmeaufnahme und -abgabe erreicht.

Dank den fortwährenden Verdampfungen und Kondensierungen verlaufen auch die Kurvenanstiegen dieser Umwandlungen sehr flach, womit die für eine adäquate Wärme-flußgeschwindigkeit erforderlichen mittleren thermischen Gradienten verringert werden.

6. Thermodynamisches Verfahren mit praktischer Annäherung an den Carnot-Kreisprozess, gemäß vorangegangenen Patentansprüchen, der eine Unterteilung in verschiedene Stufen für die Expansion des Prozeßfluidums in den entsprechenden Umwandlungselementen zuläßt, wobei für jede Expansionsetappe isobarische Zwischenaustausche

stattfinden, wie unter Nr.5 dieser Patentansprüche beschrieben wird.

Diese Unterteilung in mehrere Expansionsstufen ist dann notwendig, wenn ein höherer Umwandlungswirkungsgrad unter Verwendung eines Prozeßfluidums mit zu großer Differenz zwischen dem Sättigungsdruck der weniger flüchtigen Komponente beim thermischen Niveau der Wärmequelle und dem Sättigungsdruck der flüchtigeren Komponente beim thermischen Niveau des Wärmeabflusses gefordert wird.

7. Thermodynamisches Verfahren mit praktischer Annäherung an den Carnot-Kreisprozess, gemäß vorangegangenen Patentansprüchen, in dem ein Teil des unter Punkt 5 dieser Patentansprüche beschriebenen isobarischen Austausches, nämlich der Teil der den unteren thermischen Niveaus des Verfahrens entspricht, durch eine neue isoentropische Expansion des Turbinendampfes von einem Zwischendruck ausgehend bis zum Sättigungsdruck, der beim thermischen Niveau des Wärmeabflusses flüchtigeren Substanz und durch eine isobarische Erwärmung des Kondensats beim höheren Prozeßdruck und zwischen den thermischen Niveaus, bei denen die Expansion stattfindet, in all den Fällen ersetzt werden kann in denen:

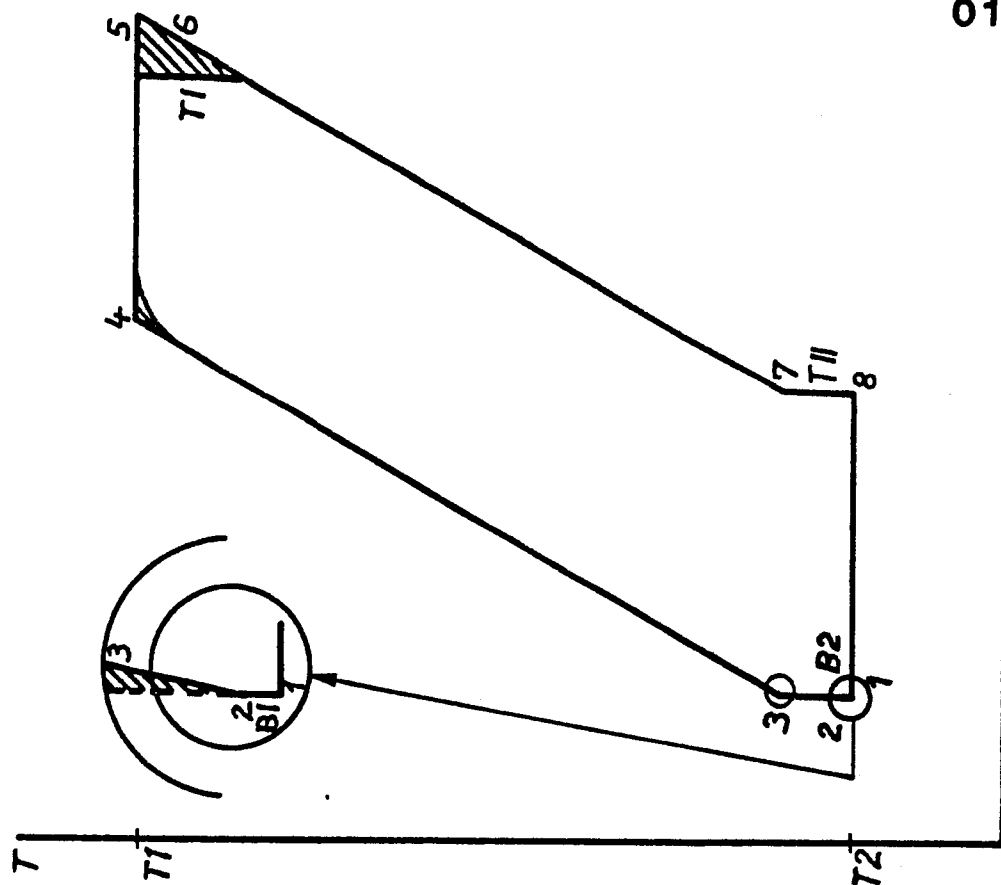
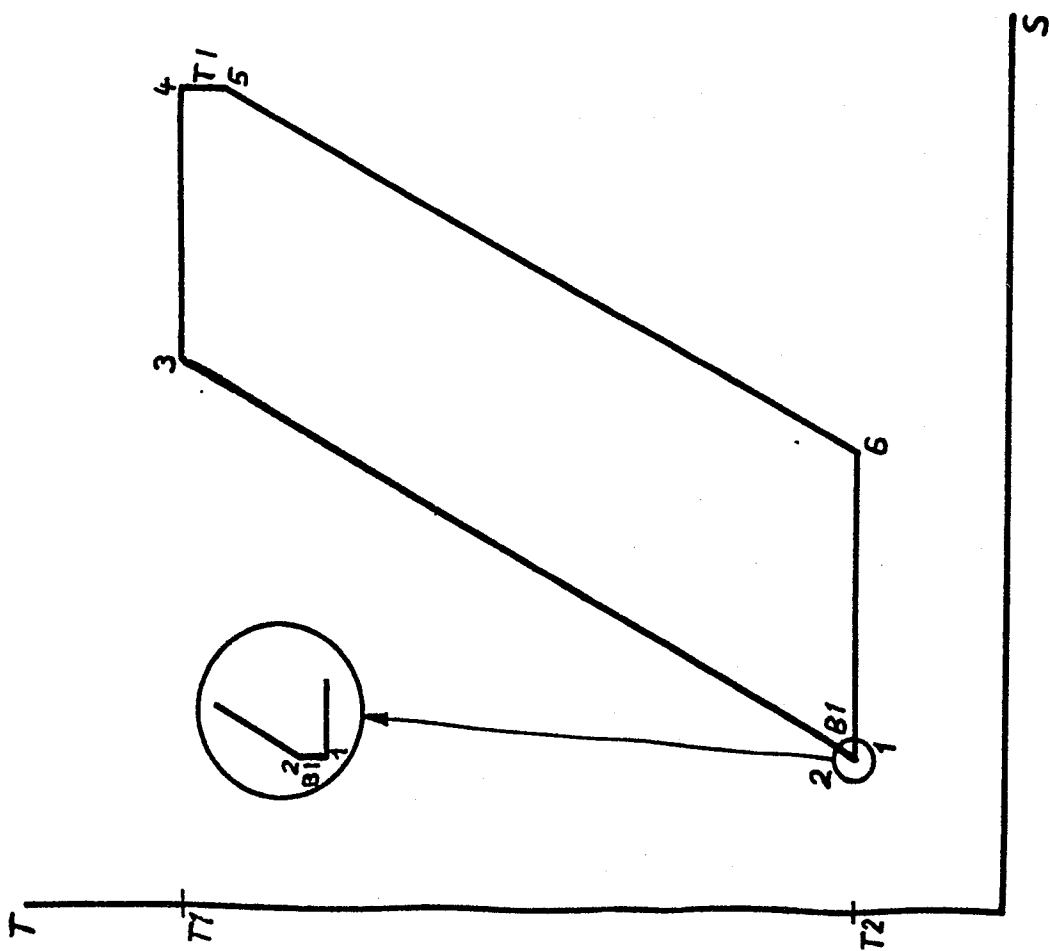
Erstens: die flüchtigere Komponente eine geringere Molekularmasse besitzt und einen Sättigungsdruck (beim thermischen Niveau des Wärmeabflusses) aufweist, der merklich niedriger ist als der Sättigungsdruck der weniger flüchtigen Substanz beim thermischen Niveau der Wärmequelle (wie dies der Fall ist, in den im Bericht beschriebenen erklärenden - jedoch nicht ein-

schränkenden - Beispielen von Anwendungsmöglichkeiten des Verfahrens);

Zweitens: der nach Abscheiden und Dränieren der Flüssigkeiten verbleibende Dampf in der Anfangsstufe dieser neuen Expansion praktisch aus der flüchtigeren Komponente besteht, und

Drittens: die mittlere spezifische Wärme der isobari-schen Erwärmung besagten Kondensats bezüglich der mittleren spezifischen Wärme der übrigen Umwandlungen innerhalb des Prozesses vernachlässigbar ist.

8. Thermodynamische Verfahren mit praktischer Annäherung an den Carnot-Kreisprozeß.



0134431

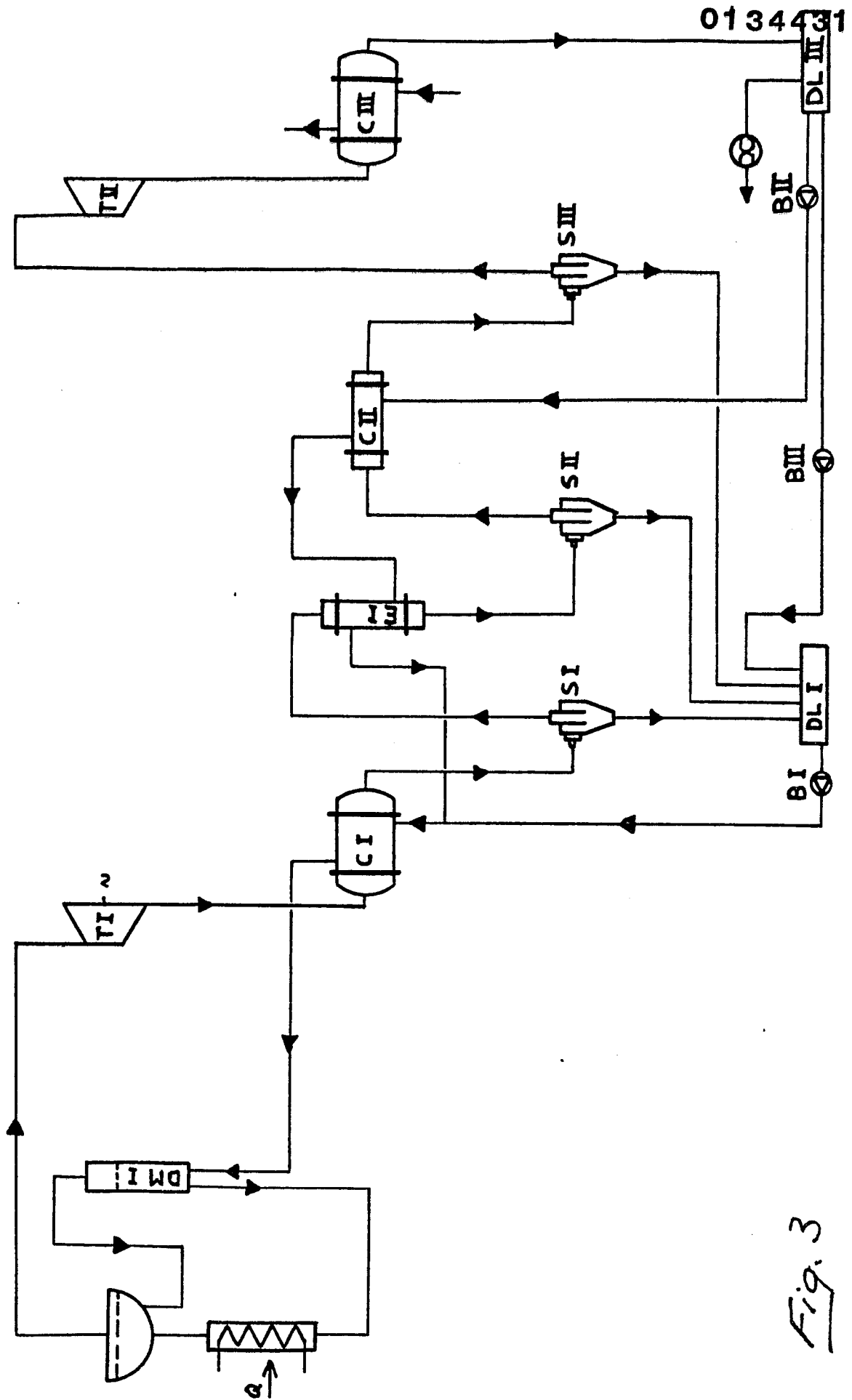


Fig. 3

