

12

EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG

21 Anmeldenummer: 85890073.1

51 Int. Cl.⁴: **F 01 K 7/16**
F 01 K 19/02

22 Anmeldetag: 21.03.85

30 Priorität: 23.03.84 AT 984/84

43 Veröffentlichungstag der Anmeldung:
16.10.85 Patentblatt 85/42

84 Benannte Vertragsstaaten:
CH DE FR GB LI

71 Anmelder: **Jericha, Herbert Dipl.-Ing. Dr. Univ. Prof.**
Alserstrasse 69
A-1080 Wien(AT)

72 Erfinder: **Jericha, Herbert Dipl.-Ing. Dr. Univ. Prof.**
Alserstrasse 69
A-1080 Wien(AT)

54 **Dampfkreislauf für Dampfkraftanlagen.**

57 Gemäß der vorliegenden Erfindung wird ein Dampfkreislauf mit hoher Temperatur der Wärmezufuhr geschaffen. Dies erfolgt in dem das medium Wasserdampf eine doppelte Schleife, ähnlich einer Ziffer 8 durchströmt, wobei gemäß Fig.1 und Anspruch 1 die äußere Wärme auf höchstem Temperaturniveau dem Dampf in der temperaturmäßig höher liegenden Schleife zugeführt wird und dieser nach der Expansion in der Hochtemperatur-Dampfturbine und damit der Kühlung im Wärmetauscher verzweigt wird, zum Teil der temperaturmäßig tiefer liegenden Schleife zur Entspannung in die Kondensationsturbine zugeleitet wird, und nach Kondensation und Anzapfvorwärmung als Einspritz-Speisewasser in den anderen Zweig des Dampfstromes zur Kühlung vor dem Eintritt in den Kompressor eingespritzt und damit der Hochtemperaturschleife wieder zugeführt wird, womit nach Kompression und Aufwärmung im Dampfwärmetauscher mit dem Eintritt in den Dampferhitzer zur äußeren Wärmezufuhr die doppelte Schleife geschlossen wird. Neben hohem thermischen Wirkungsgrad der Wärmekraftanlage werden günstige strömungstechnische und festigkeitsmäßige Eigenschaften der Hochtemperatur-Dampfturbine erhalten.

EP 0 158 629 A2

./...

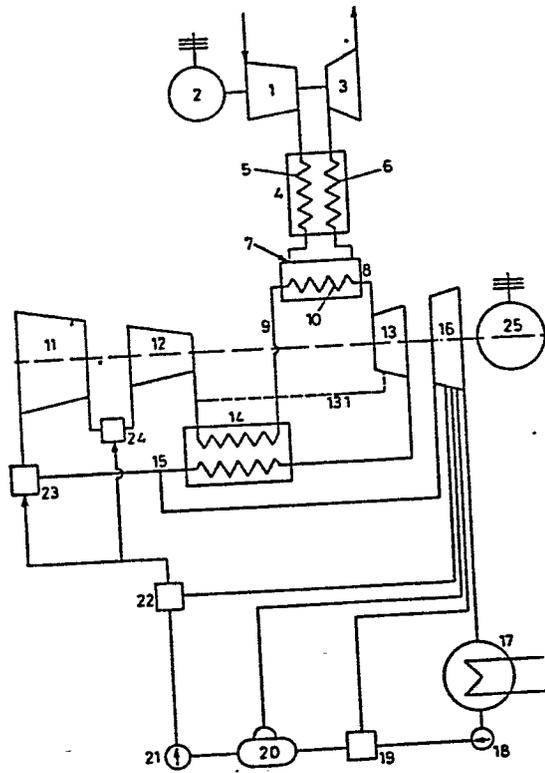


Fig. 1 : Dampfkreislauf für Dampfkraftanlage.
 Kreislaufschema mit Bezeichnungen entsprechend dem
 Beschreibungstext.

Patentbeschreibung :

"Dampfkreislauf für Dampfkraftanlagen"

Die Erfindung betrifft einen neuen Dampfkreislauf zur Verbesserung des thermischen Wirkungsgrades von Dampfkraftanlagen. Dieser Kreislauf ist für Kondensationskraftanlagen ebenso anwendbar wie für Gegendruckanlagen. Im ersteren wird der Absolutbetrag des erreichbaren thermischen Wirkungsgrades deutlich verbessert, während im letzteren der Anteil der erzeugbaren elektrischen Energie gegenüber dem Anteil der Wärmelieferung verbessert wird. Als Wärmequellen kommen Wärmelieferanten aller Art in Frage, insbesondere kann die Wärmelieferung an den im folgenden zu schildernden Dampfkreislauf durch einen atmosphärisch gefeuerten Dampfkessel aber auch durch einen mittels Kompressoren und Gasturbinen aufgeladenen druckgefeuerten Kessel erfolgen.

Zum Stand der Technik ist festzustellen. Der Hauptvorteil des Dampfkreislaufes in seiner klassischen Form nach Clausius und Rankine ist, daß die Kompression in der flüssigen Phase des Kreislaufmediums vorgenommen wird und daher eine vergleichsweise sehr geringe Kompressionsarbeit erforderlich ist, die zudem in einer einfach zu konstruierenden Maschine, nämlich der Speisepumpe erfolgt, die bei relativ niedriger Temperatur arbeitet und daher einfach und betriebssicher zu konstruieren ist. Weiters, daß die daran folgende Verdampfung des Kreislaufmittels in der Heizfläche des Kessels eine gute Kühlung der Rohre bewirkt und daher für relativ niedrige thermische Beanspruchung derselben sorgt. Das eigentliche technische Entwicklungsproblem war daher nur die Entwicklung einer geeigneten Expansionsmaschine, in der heutigen Form der Dampfturbine, einer Maschine von immer steigender technischer Komplexität, in der aber weltweit noch immer der weit überwiegende Anteil der elektrischen Energieerzeugung erfolgt.

Der Vorteil, die Kompression in der flüssigen Phase vornehmen zu können, bewirkt aber auch zugleich den größten Nachteil des Dampfkreislaufes in seiner heutigen Form. Deshalb nämlich, da nach dem Ende der Kompression die Wärmezufuhr beginnen muß, um das Arbeitsmittel auf die Höchsttemperatur des Kreislaufes zu bringen. Dies bedeutet aber, daß ein Großteil der Wärme im Dampfkreislauf in seiner heutigen Form bei relativ niedrigen Temperaturen zum Zwecke der Vorwärmung und der Verdampfung dem Kreislaufmedium zugeführt werden muß. Dies bedeutet aber, daß im Sinne der Exergie betrachtet, schon bei der Wärmezufuhr in den Prozeß ganz wesentliche Verluste an Temperaturdifferenz und damit Verluste an möglichen Wirkungsgradgewinnen eintreten. Durch Anwendung des Carnotschen Kreisprozesses für jeden einzelnen differentiellen Schritt der Wärmezufuhr an das Kreislaufmedium ist dieser Vorgang leicht zu erklären.

Versuche den einfachen Wasserdampfprozeß, den Rankine-Prozeß zu verbessern erfolgten schon sehr früh. Zur laufenden Druck- und Temperatursteigerung kam die Verbesserung durch immer weiter gehende Speisewasservorwärmung und durch Zwischenüberhitzung. Der Versuche den Prozeß direkt zu verändern und anstelle der Speisepumpe einen Dampfkompressor zu verwenden wurde ebenfalls gemacht. (Siehe A. Stodola, Dampf- und Gasturbinen, Springer, 5. Auflage, 1922, Seite 1077). Die Verfahren von Thurston und Dolder versuchen dies, nach teilweiser Kondensation des Dampfes soll dieser auf das ursprüngliche Druckniveau verdichtet werden. Auch das Verfahren von Lang GB-PS Nr. 1 470 527 versucht den Dampf nach der Expansion in die Turbine direkt wieder zu komprimieren und der Kesseltrommel zuzuführen, die beabsichtigte Verminderung der Abwärme bewirkt jedoch bei sonst gleichen Bedingungen nach Carnot nur dann einen Wirkungsgradgewinn, wenn gleichzeitig die Temperatur der Wärmezufuhr gesteigert wird.

Diese Temperatursteigerung tritt in einem kombinierten Gas-Dampfprozess dadurch ein, daß die Wärme zunächst dem Gasprozess zugeführt und dessen Abwärme im Dampfprozess verarbeitet wird. Siehe F. PAUKER "Neuere Vorschläge zum Gas-Dampf-Verfahren", Div. III, Paper 28 G 1/6, 5 th World Power Conference, Vienna 1956. Sowie ÖP 172.202 und aus neuerer Zeit DE-OS 26 37 924 (Stal-Laval).

Die genannten Verfahren betreffen offene Gasturbinenprozesse. Es sind aber auch Verfahren, die geschlossene Gasturbinenprozesse in einem kombinierten Gas-Dampf-Prozess verwenden bekannt geworden. Als Arbeitsgase wurden hierbei Luft, Kohlendioxyd und Helium verwendet bzw. vorgeschlagen. Siehe H. Bormann und J. Buxmann "Kombinierte Kraftwerksprozesse mit geschlossener Gas- und Dampfturbine", Brennst.-Wärme-Kraft 1981.

Die Wärmezufuhr erfolgt hierbei an den geschlossenen Gaskreis, die Wärmeabfuhr aus demselben zum Teil an den nachgeschalteten Dampfkreis zum anderen Teil äußere Gaskühler, um die Temperatur des Gases vor der Kompression möglichst abzusenken. Es ist die Übertragung der Abwärme an den Dampfkreis nur durch eine metallische Heizfläche und infolge der Wasserverdampfung nur mit beträchtlichen Temperaturdifferenzen möglich.

Weiters sind geschlossene Kreisläufe mit Kohlendioxyd als Arbeitsmittel bekannt geworden, die das Medium nach teilweiser Kondensation zur Wärmeabfuhr auch in Verzweigungen der Mengenströme gasförmig komprimieren. Siehe N. Gasparovic "Fluide und Kreisprozesse für Wärmekraftanlagen mit großen Einheitenleistungen", Brennst.-Wärme-Kraft 1969. Weiters ist ein Vorschlag bekannt geworden, einen Dampfkreislauf zur Gänze im überkritischen Gebiet ablaufen zu lassen. Siehe J.H. Potter "The Totally Supercritical Steam Cycle", Trans. ASME, Journal of Eng. for Power, 1969. Dieser Kreislauf bestehend aus Kompression, Wärmetausch, Wärmezufuhr, Expansion, Wärmetausch und Wärmeabfuhr wird in einer einfachen Schleife durchlaufen und liegt im T,s-Diagramm des Wasserdampfes oberhalb der Grenzkurve und die Kompression in allen Fällen links des kritischen Punktes, d.h. im Bereich von Entropien kleiner als die kritische Entropie. Dies bedeutet Wärmeabfuhr bei relativ hoher Temperatur und sehr hohe Drücke im gesamten Kreislauf, somit das Erfordernis von Turbinen und Kompressoren mit sehr hoher Gehäusewandstärke und hoher Stufenzahl.

0158629

Es wurde auch der Weg der Übereinanderschaltung von Sattdampfprozessen verschiedener Fluide besprochen, um die Temperatur der Wärmezufuhr anzuheben und die hohen Drücke des Wasserdampfes zu vermeiden. Stodola beschreibt in seinem Buch Seite 1090 die Übereinanderschaltung von Sattdampfprozessen für Quecksilber und Wasser. In neuerer Zeit wurde auch die Verwendung von Sattdampfprozessen mit Natrium oder Kalium und auch noch mit zwischengeschalteten organischen Fluiden vorgeschlagen. Neben der Tatsache, daß die thermodynamischen Eigenschaften dieser Fluide nicht immer völlig günstig sind ist für den Kraftwerksbetrieb der Zwang zur Verwendung mehrerer verschiedener Medien von Nachteil. Außerdem muß die Wärme jeweils von einem Fluid zum anderen durch metallische Heizflächen geleitet werden.

Es ist daher derzeit noch kein Verfahren bekannt, das nur unter Verwendung des außerordentlich erprobten und erforschten Kreislaufmediums Wasser, eine wesentliche Wirkungsgradverbesserung von thermischen Kraftanlagen ermöglichen würde.

Hier Abhilfe zu schaffen ist der Zweck der vorliegenden Erfindung. Es soll im Sinne Carnot's der Kreislauf des Wassers und des Wasserdampfes in einer Dampfkraftanlage so verändert werden, daß die heutigen Vorteile der Wärmeabfuhr bei niedriger Temperatur im Kondensator beibehalten werden, jedoch der entscheidende Nachteil der Wärmezufuhr zur Verdampfung bei mittlerer Temperatur beseitigt wird. Dies geschieht gemäß der vorliegenden Erfindung dadurch, daß an Stelle des einfachen Wasserdampfkreislaufes ein zweifacher Kreislauf verwendet wird, wobei diese beiden Kreisläufe im Sinne des Temperaturgefälles übereinander gelegt werden, sodaß die Wärmezufuhr nur in den obersten Teil des oberen Kreislaufes und damit also zur Gänze bei einer Temperatur erfolgt, die wesentlich höher als die Verdampfungstemperatur ist und auch infolge zweckmäßiger Konstruktionen höher gewählt werden kann als die heutigen Überhitzungs- und Zwischenüberhitzungstemperaturen liegen. Es geschieht dies durch einen Kreislauf von Wasserdampf zwischen einem oberen Druckniveau und einem unteren Druckniveau im oberen Kreislauf mit Hilfe

eines Dampfkompessors und einer zugehörigen Dampfhohtemperaturturbine. In diesem Kreislauf ist ein Wärmetauscher angeordnet, der es ermöglicht die Expansionslinie der Hohtemperaturturbine im h,s -Diagramm so nach links zu verschieben, daß ein zweckmäßiger Kondensationspunkt in der Nähe der Sattedampfkurve erhalten wird. Außerdem dient dieser Wärmetauscher dazu, die Temperaturspanne der Wärmezufuhr weiter anzuheben, indem die Wärmezufuhr eben nicht unmittelbar nach dem Kompressor einsetzt, sondern erst nach der Aufwärmung im Wärmetauscher, sodaß auch diese Maßnahme beiträgt, um die mittlere Temperatur der Wärmezufuhr in den Prozeß wesentlich zu steigern. Zur Wärmeabfuhr wird aus diesem Kreis ein Teil des Dampfes in die Kondensationsturbine abgezweigt, durchläuft in dieser einen Dampfkreislauf üblicher Art mit Kondensation und Anzapfspeisewasser-Vorwärmung, wobei jedoch nun das vorgewärmte Speisewasser so in den oberen Dampfkreislauf eingespritzt wird, daß die nötige Kühlung vor dem Dampfkompessor und in eventuellen Zwischenstufen innerhalb des Dampfkompessors erreicht wird. Dadurch ist der Mengenstrom geschlossen und auch der Wärmefluß von der Wärmezufuhr bei hoher Temperatur zur Wärmeabfuhr in die Leistungserzeugung und in die Kondensation bei tiefer Temperatur gegeben.

Ein weiterer entscheidender Vorteil dieses Kreislaufes ist, daß die Notwendigkeit einer Höchstdruckdampfturbine, wie sie bei konventionellen Anlagen zur Wirkungsgradsteigerung erforderlich ist nicht mehr gegeben ist. Soll in einem konventionellen Prozeß die Temperatur der Wärmezufuhr gesteigert werden, so kann dies nur dadurch geschehen, daß nach extremer Speisewasseranzapf-Vorwärmung, die jedoch mit der Annäherung an die Sattedampftemperatur begrenzt ist, die Sattedampftemperatur durch Drucksteigerung selbst angehoben wird, was jedoch nur bis zum kritischen Punkt möglich ist und hierauf eine möglichst hohe Überhitzung erfolgt. Dies erfordert jedoch, um eine Expansionslinie der Dampfturbine

zu erhalten, die im feuchten Gebiet endet, einen außerordentlich hohen Frischdampfdruck. Diese hohen Frischdampfdrücke, die zum Teil schon überkritisch sind und den Bereich von 300 bar erreicht haben, bedingen jedoch außerordentlich schwierige, teure und zum Teil auch betriebsunsichere Konstruktionen der Höchstdruckdampfturbinen. Außerdem kann auch durch diese Maßnahme des überkritischen Druckes, wie der Verlauf der Erwärmung im T,s-Diagramm des Wasserdampfes zeigt, die mittlere Temperatur der Wärmezufuhr in keiner Weise derart angehoben werden, wie nach der vorliegenden Erfindung.

In der Konstruktion ergibt sich für die hier nötige Hochtemperaturdampfturbine der Vorteil, daß deren Betriebsdruck vergleichsweise niedrig ist und etwa dem Druck einer Zwischenüberhitzungsturbine einer konventionellen Dampfturbine entspricht, sodaß in diesem Fall die Maschine mit einem Gehäuse wesentlich geringerer Wandstärke ausgeführt werden kann. Dies, sowie die Tatsache, daß die Sattedampftemperatur des zugehörigen Druckes von etwa 50 bar sehr niedrig liegt, bietet die Möglichkeit eine derartige Maschine mit innerer Isolation im Sinne der Konstruktion von Gasturbinen zu gestalten. Hierzu ist eine Isolation nötig, die im Dampfbereich arbeitet und die Temperaturdifferenz von der Höchsttemperatur des Prozesses auf die Sattedampftemperatur dieses höchsten Druckes im Bereich von 50 bar überwindet. Bei Auswahl geeigneter keramischer und mineralischer Materialien und entsprechender Festigung eines Isolationskörpers durch metallische Verstärkungen ist es ohne weiteres möglich eine derartige innenliegende Isolation betriebssicher zu konstruieren. Durch Anzapfung und Entwässerung des Gehäuses im Innenbereich und unter voller Wirkung der Isolation wird dann erreicht, daß an der Innenseite des Dampfgehäuses der Sattedampfzustand der Höchsttemperatur-Dampfturbine erreicht wird. Dies ist jedoch eine vergleichsweise niedrige Temperatur im Bereich von 200 bis 250 °C, sodaß ein derartiges Gehäuse nicht nur

aus niedrig legierten Materialien und durch Schweißkonstruktion gefertigt werden kann, sondern außerdem durch die niedrige Temperatur und die mögliche hohe Leitfähigkeit des zu verwendenden Stahles einen sehr geringen Wärmeverzug aufweisen wird, was der Betriebsfähigkeit und Anstreifsicherheit dieser Turbine zugute kommt. Zusammen mit der Tatsache, daß der Mengenstrom gegenüber einer konventionellen Dampfturbine wesentlich erhöht ist, ergibt sich somit, daß hier eine Turbine mit weniger Stufen, aber größeren Schaufellängen und geringeren Spalten vorliegen kann. Dies bedeutet andererseits, daß der Strömungswirkungsgrad einer derartigen Maschine deutlich höher sein wird, als der einer konventionellen Höchstdruckturbine. Auch diese Tatsache kommt dem Gesamtwirkungsgrad des Kreislaufes zugute.

Der Dampfkompessor arbeitet im Bereich mittleren Druckes und niedriger Temperatur und ist daher als konventionelle Strömungsmaschine ausführbar. Die ins Auge gefaßte Wassereinspritzung vor dem Dampfkompessor soll Feuchtigkeiten im Bereich von 5 bis 12 % ergeben. Nach den Betriebserfahrungen mit Sattedampfturbinen, die in diesem Feuchtigkeitsbereich einwandfrei arbeiten, erscheint es keinerlei Problem zu bieten einen Dampfkompessor, insbesondere auch z. B. einen solchen mit Radialausführung mit einer derartigen Eintrittsfeuchtigkeit zu beaufschlagen.

Der Einspritzkühler erfordert eine Zerstäubung des aufgewärmten Kondensates durch entsprechende Einspritzdüsen, die in der nötigen Feinheit durch eine leichte Steigerung des Druckes der von der Speisepumpe erzeugt wird, erreicht werden kann. Die in den Dampfstrom des Hauptstroms eingespritzten Tröpfchen werden von diesem weitergetragen und durch Wärmezufuhr aus dem Überhitzungsbereich verdampft, sodaß entsprechend der gewählten Einspritztropfengröße eine genügend feine Verteilung der Tröpfchen im Sattedampfbereich entsteht. Diese stellen für den Dampfkompessor, wie oben geschildert,

keine Abnutzungsgefahr dar.

Der Dampfwärmetauscher überträgt Wärme vom Dampf niedrigen Druckes und höherer Temperatur auf den Dampfstrom höheren Druckes und niedriger Temperatur. Sein Temperaturbereich ist im allgemeinen so wählbar, daß hierzu lediglich konventionelle Kesselbaustähle Verwendung finden müssen. Es ist daher möglich ein derartiges Gerät mit genügendem Querschnitt und in preiswerter Weise so zu bauen, daß geringe Druckverluste auf beiden Seiten entstehen.

Die Aufwärmung im Dampferhitzer (der Ausdruck Überhitzer ist hier nicht ganz angebracht, da schon der Vorwärmer einen Teil der Überhitzung besorgt). Diese Heizfläche stellt die einzige wärmeaufnehmende Heizfläche des im folgenden zu schildernden Kessels dar. In ihr hat die Aufwärmung des Dampfes auf die Höchsttemperatur des Prozesses zu erfolgen. Bei einem Druck der nach heutigen konventionellen Begriffen als mittlerer Druck anzusprechen ist. Wird die Temperatur hier hoch und über den heute üblichen Spitzenwert hinaus gesteigert, so sind hier höherwertige Materialien für die entsprechenden Rohre einzusetzen. Dies kann jedoch durch Wahl von austenitischen Rohrmaterialien bzw. auch Nickelbasis Rohrmaterialien in geeigneter Weise geschehen.

Die Kondensationsdampfturbine und der Kondensator sowie das Anzapf-Vorwärm-System sei in völlig konventioneller Weise ausgeführt. Ebenso die Speisepumpe und ihr Antrieb, lediglich mit der Vorsorge die Druckdifferenz zur Zerstäubung des Einspritzwassers ebenfalls aufbringen zu müssen.

Zum Kessel ist festzustellen, daß dieser als atmosphärisch gefeuerter Kessel mit beliebigen Brennstoffen ausgestaltet werden kann. Es ist lediglich notwendig die Abgase des Kessels und die angesaugte Luft in einem Wärmetauscher so aneinander anzupassen, daß im Feuerraum des Kessels eine Temperatur entsteht, die mit genügender Temperaturdifferenz

über der Temperatur liegt, die der Dampferhitzer aufweist. Unter Berücksichtigung der Tatsache, daß die spezifischen Warmen des Kesselabgases und der angesaugten Luft infolge des Verbrennungsvorganges und des Brennstoffanteiles verschieden sind, jedoch auch unter Berücksichtigung der Tatsache, daß die Luft kälter angesaugt wird als das Rauchgas in den Schornstein abgegeben wird ist dies ohne weiteres möglich. Es muß die Luft auf etwa 500 °C vorgewärmt werden und die Wärme durch Abtausch aus dem Kesselabgas hiezu entnommen werden. Es ist möglich einen Kessel in der geschilderten Art mit lediglich atmosphärischer Feuerung mit Zufuhr der Luft durch ein Unterwindgebläse bzw. Abfuhr des Rauchgases durch ein Saug-Zug-Gebläse zu versorgen. Es ist aber auch möglich einen Teil dieser Temperaturdifferenz zur Aufwärmung der Luft nicht über den Wärmetauscher, sondern mittels Aufladung durch einen Kompressor zu bewirken und damit gleichzeitig den Druck im Wärmetauscher und in der Brennkammer des Kessels entsprechend zu steigern und den Wärmeübergang an den Dampferhitzer entsprechend zu verbessern. Dies kann soweit gehen, daß der Rauchgas-Wärmetauscher völlig entfallen kann und lediglich die Aufladung durch Kompressor und die Entspannung durch die entsprechende Gasturbine der Luft bzw. des Rauchgases im Kesseldurchsatz erfolgt, wie dies die DE-OS 22 62 305 (Brown Boveri) lehrt.

Im einzelnen wird die Erfindung wie folgt beschrieben :

Die Schaltung einer derartigen Anlage sei durch das folgende Schema Fig. 1 gegeben. Dabei bedeute 1 das Unterwindgebläse, das den Kessel mit Luft versorgt. 2 seinen elektrischen Antrieb. 3 ein eventuell vorhandenes Saug-Zug-Gebläse. Siehe 4 einen Rauchgas-Wärmetauscher mit der luftseitigen Heizfläche 5 und der gassseitigen Heizfläche 6 . 7 die Brennstoffzufuhr in der Brennkammer 8 des Kessels in der in diesem Falle eine atmosphärische Verbrennung stattfindet. Handelt es sich um einen aufgeladenen Kessel, dann mögen die Größen 1,2 und 3 den Kompressor, die elektrische An- und Abtriebs-



maschine, sowie die Gasturbine eines Ladetriebwerkes für einen druckgefeuerten Kessel bedeuten. Im übrigen ist die Schaltung in diesem Falle unverändert. In die Brennkammer des Kessels erfolgt über die Leitung 9 die Zufuhr des im Dampfwärmetauscher vorgewärmten Dampfes in den Dampferhitzer 10, in dem die entsprechende Erwärmung durch die Rauchgase erfolgt. Von dort aus wird der Dampf der Hoch-Temperatur-Dampfturbine 13 zugeleitet. Die Linie 13.1 bedeutet dabei die Kühltampf-führung vom Kompressor in den Rotor der Hoch-Temp.-Dampfturbine, die zur Kühlung desselben erforderlich ist. Nach dem Austritt aus der Hochtemperatur-Dampfturbine erfolgt Kühlung des Dampfes im Dampfwärmetauscher 14, worauf am Verzweigungsknoten 15 der Dampfstrom zur Kondensations-Dampfturbine 16 abgezweigt wird. In dieser erfolgt die Expansion und hierauf die Kondensation im Kondensator 17, worauf das Kondensat durch die Kondensatpumpe 18 über die Niederdruck-Vorwärmer 19 zum Speisewasser-Entgaser 20 nebst Speisewasserbehälter. Von dort zur Speisepumpe 21 und über die Hochdruck-Vorwärmer 22 zum Einspritzkühler 23 fließt, in dem die Mischung zum Eintritt in den Niederdruck-Kompressor erfolgt. Durch einen weiteren Hochdruck-Vorwärmer könnte das Kondensat zur Zwischeneinspritzung 24 weiter vorgewärmt werden, wodurch die Einstellung der richtigen Mischung für den Hochdruck-Kompressor 12 erfolgt ist. Aus diesem erfolgt die Weiterleitung des Dampfes wieder in den Dampf-Wärmetauscher 14 und über die Leitung 9 in den Dampferhitzer, womit der Dampfkreis geschlossen ist. Die Abfuhr der Leistung erfolgt vom Dampfsatz, der auf einer Welle angeordnet werden kann, an den Elektrogenerator 25.

Die Schilderung des Kreislaufes im T,s-Diagramm erfolgt unter der Voraussetzung, daß die Zustandsgrößen entsprechend der Definition des T,s-Diagrammes verwendet werden. Es ist also beim Vergleich der Vorgänge zu berücksichtigen, daß die Massenströme, entsprechend den einzelnen Zustands-

anderungslinien verschieden sein können. Die ~~0158628~~ Umformungen im Zyklus werden, da sie mit den Nummerierungen nicht identisch sein können, mit den Bezeichnungen C bezeichnet.

Es bedeutet also

- C 1 den Punkt der höchsten Temperatur und Druckes vor der Höchst-Temperatur-Dampfturbine.
- C 2 den Zustand nach der Expansion in derselben.
- C 3 den Zustand des Dampfes nach der Abkühlung im Dampf-Wärmetauscher und am Eintritt in die Kondensationsturbine.

Die Zustände C 3,4,5,6,7 die Expansion und die Anzapfung in der Kondensationsturbine und schließlich die Kondensation im Kondensator.

Die Zustände C 15 und C 16 bedeuten die Förderung in die Kondensatpumpe, C 17 den Zustand nach den Niederdruck-Vorwärmer, C 18 den Zustand nach dem Speisewasserentgaser und -Vorwärmer, C 19 den Zustand nach der Speisepumpe und C 20 den Zustand des Einspritzwassers nach Aufwärmung im Hochdruck-Vorwärmer, vor der Einspritzung in den Einspritzkühlern 23 und 24. In diesen laufen die Zustände des oberen Dampfkreises C 3 - C 8 entsprechend der Kühlung im Überhitzungsbereich und C 8, C 9 zur Herstellung der gewünschten Feuchtigkeit vor dem Niederdruck-Kompressor ab. Völlig analog der Zustandsverlauf im Zwischenkühler 24 entsprechend den Zustandspunkten C 10 bis C 11 bis C 12. Die Kompression in den beiden Kompressoren sind durch die Zustandsverläufe C 9 bis C 10 und C 12 bis C 13 beschrieben. Die Temperaturdifferenzen entsprechend den Zustandspunkten C 3 gegenüber C 13 und C 2 gegenüber C 14 dienen zur Übertragung der Wärme im Wärmetauscher, in dem der Dampf bis in den Zustandspunkt C 14 vorgewärmt wird. Der Zustandsverlauf C 14 bis C 1 kennzeichnet die Wärmezufuhr im Dampferhitzer 10 .

Weiters werden in Fig. 3 konstruktive Details einer solchen Hochtemperatur-Dampfturbine und des Dampfkompessors beschrieben. Es bedeutet 3,1 die Hochtemperatur-Dampfturbine (13 in Fig.1) In Zwei-Wellenausführung mit schnellaufender Kompressorantriebsturbine 3,11 und mit auf Netzfrequenz laufender Generatorantriebsturbine 3,12, auch Nutzturbine genannt, weiters eine mittlere



und die Hochdruckstufe des Kompressors, hier gezeigt, in der Ausführung als schnelllaufende Radialkompressoren, diese werden mit 3,2 als schnelllaufender Mittel- und Hochdruckkompressor bezeichnet (12 in Fig. 1). Der Isolationskörper, der mit Füllstücken und stagniertem Dampf erfüllt wird mit 3,3 die ihn zusammenhaltenden Leitbleche mit Druckausgleichsbohrungen und siebartige Bleche werden mit 3,4 bezeichnet. Der Spalt zwischen Isolationskörper und Gehäuseinnenseite sei mit 3,5, seine Entwässerung mit 3,6 bezeichnet. (Die Entwässerung ist am Gehäuse unten angeordnet, in Fig. 3 verdreht gezeichnet). Die Rotorkühlung wird für die Kompressorturbine mit 3,7 und mit 3,8 für die Nutzturbine bezeichnet. Die Anspeisung erfolgt nach Fig. 1 über die Leitung 13,1 vom Kompressor her, die Kühlkanäle in den Rotoren selbst können etwa nach ÖP 290 927 oder ÖP 958 337 ausgestaltet sein. Im übrigen bezeichnet 3,91 den Dampfstrom vom Niederdruckkompressor, 3,92 den Dampfstrom zum Hochdruckkompressor, 3,93 den Heißdampfstrom vom Dampferhitzer, 3,94 den Dampfaustritt zum Wärmetauscher und 3,95 die Versorgung des Zwischenlagers mit Öl und Kühlmittel.

AnsprücheAnspruch 1 :

Dampfkreislauf für ein Dampfkraftwerk mit Wärmezufuhr an denselben durch einen atmosphärisch- oder druckgefeuerten Dampfkessel oder einen Abhitzeessel oder durch einen Hochtemperaturreaktor oder durch eine Solaranlage oder durch irgendeine andere Wärmequelle,



dadurch gekennzeichnet, daß ein doppelter Kreislauf des Kreislaufmediums Wasserdampf bzw. Wasser im Sinne einer synchron durchlaufenden doppelten Schleife ähnlich einer Ziffer 8 erfolgt, wobei die beiden Schleifen in Bezug auf die Temperatur des Kreislaufmediums übereinander angeordnet sind und in der Hochtemperaturschleife ausgehend vom Verzweigungspunkt (15, C3) der in die Hochtemperaturschleife eintretende Teil des Dampfstromes durch einen Einspritzkühler (23, C3 bis C8 bis C9) gekühlt und durch die entsprechende Menge eingespritzten Speisewassers (C20) vermehrt wird, und darauf dem ersten Teil bzw. Stufengruppe des Dampfkompessors (12, C9 bis C10) zugeführt und in diesem verdichtet wird, worauf eine Zwischeneinspritzung im Einspritzkühler (24, C10 bis C11 bis C12) erfolgen kann worauf die weitere Verdichtung in einem weiteren Dampfkompessorteil bzw. Stufengruppe der nunmehr wieder um die Einspritzspeisewassermenge vermehrten Dampfmenge erfolgt, wobei aber der Einspritzkühler (24) oder ein weiterer auch nach der letzten Kompressorstufe angeordnet sein kann, wobei nunmehr die volle Kreislaufmenge der Hochtemperaturschleife der Hochdruckseite des Dampfwärmetauschers (14, C13 bis C14) zugeführt und in diesem erwärmt wird und in der Folge dem Dampferhitzer und der mit äußerer Wärmezufuhr beaufschlagten Heizfläche (10, C14 bis C1) zugeleitet wird, in der die Erwärmung auf die Höchsttemperatur erfolgt, worauf der Dampfstrom der Hochtemperaturschleife in der Hochtemperaturdampfturbine (13 C1 bis C2) expandiert, wobei die Antriebsleistung der Dampfkompessoren erzeugt und der Überschuß als Nutzleistung an den Generator (25) abgegeben wird und in der Folge der Dampfstrom der Niederdruckseite des Dampfwärmetauschers (14, C2 bis C3) zugeleitet und entsprechend abgekühlt wird, wodurch die Hochtemperaturschleife geschlossen und der Verzweigungspunkt (15) erreicht ist, wobei in diesem die untere Schleife mit der Expansion in der Kondensationsturbine (16, C3 bis C4 bis C5 bis C6 bis C7) über diverse Anzapfstellen bis zum Kondensationspunkt (C7) führt wobei der Dampfstrom im Kondensator (17, C7 bis C15) unter Wärmeabgabe an das Kühlwasser verflüssigt und von der Kondensatpumpe (18, C15 bis C16) den Niederdruckvorwärmern zugeführt wird (19, C16 bis C17) sowie dem Entgaser (20, C17 bis C18) der zugleich Speisewasserbehälter ist, von diesem, die Kondensatmenge der unteren Schleife, der Speisepumpe (21, C18 bis C19) zuläuft, in dieser auf den erforderlichen Druck zur Einspritzung in die Einspritzkühler gebracht und noch durch weitere Hochdruckvorwärmer (22, C19 bis C20) erwärmt, wobei nach Einspritzung der Speisewassermenge in den Kühlern (23, 24 C20), die untere Schleife und damit der gesamte Kreislauf geschlossen wird.

Anspruch 2 :

Dampfkreislauf nach Anspruch 1 dadurch gekennzeichnet, daß in der unteren Schleife eine Gegendruckturbine anstelle der Kondensations-turbine (16) verwendet wird und der Kondensationspunkt (C7) bei entsprechend höherem Druck und Temperatur liegt und daß bei technologischen Anlagen das Kondensat aus der zu heizenden Anlage rückläuft oder daß neuaufbereitetes Frischwasser vorgewärmt und in den Einspritzkühlern (23, 24) eingespritzt wird, wenn der Abdampf zu technologischen Zwecken benötigt wird.

Anspruch 3 :

Kreislauf für eine Dampfkraftanlage nach Anspruch 1) und 2). Dadurch gekennzeichnet, daß die Hochtemperaturschleife im Gebiet des überhitzten Dampfes über der Grenzkurve in deren rechten Ast, also bei Entropien größer als der kritischen Entropie abläuft, wobei lediglich in den Bereichen der Einspritzkühler und am jeweiligen Eintritt zu einer Kompressorstufe oder Stufengruppe die Grenzkurve unterschritten werden kann, und wobei das Druckverhältnis der Hochdruckschleife (Druck in C1 zu C2) im Bereich von 3 bis 6 mit einem Optimalwert bei etwa 5 gewählt wird, wobei ein Höchstdruck des Kreislaufes im Bereich von 20 bis 60 bar und ein Mitteldruck des Kreislaufes im Bereich von 3 bis 20 bar gewählt wird, und daß die Lage des Verzweigungspunktes (15, C3) zwischen oberer unterer Schleife so gewählt wird, daß bei dem nun herrschenden mittleren Druck (3 bis 20 bar) in diesem Verzweigungspunkt (15 C3) ein Expansionsendpunkt der Kondensationsturbine (16, C7) unter Berücksichtigung der verlustbehafteten Expansion in derselben erhalten wird, der bei den gegebenen Kühlbedingungen des Kühlwassers einer Dampffuchtigkeit von 0 bis 12 % (C7) entspricht, sowie daß die relative Einspritzmenge des Speisewassers vor den einzelnen Stufen bzw. Stufengruppen des Dampfkompessors 0 bis 12 % Feuchtigkeit (C9, C12) am jeweiligen Eintritt nicht überschreitet und die Kompression in jeder Stufengruppe des Dampfkompessors, in der letzten, unter Berücksichtigung einer eventuell nachfolgenden Einspritzung, einen Zustand im Überhitzungsbereich (C10, C13) in der Nähe der Satt-dampflinie ergibt, weiters daß die Wahl von Höchsttemperatur

0158629

am Eintritt in die Hochtemperaturturbine (C1) Druckverhältnis der Hochtemperaturschleife, Austrittstemperatur aus der Hochtemperaturturbine (C2) der Kompressionstemperatur (C13) und der Vorwärmung sowie die Wahl des Verzweigungspunktes (15, C3) so getroffen wird, daß nicht zu unterschiedliche Temperaturdifferenzen der Mengenströme am Ein- und Austritt des Wärmetauschers (14) entstehen.

Anspruch 4:

Hochtemperatur-Dampfturbine (Fig.1 bezeichnet mit 13, Fig.3 bezeichnet mit 3,1) und Hochtemperatur-Dampfkompessor (Fig. 1 bezeichnet mit 12, Fig. 3 bezeichnet mit 3,2) zur Durchführung des Dampfkreislaufes nach Anspruch 1 bis 3, mit innerer Isolation des Gehäuses, dadurch gekennzeichnet, daß im inneren dieses Gehäuses ein dampferfüllter Isolationskörper (3,3) hergestellt aus mineralischen oder keramischen Stoffen und mit entsprechenden Halterungsmaßnahmen der Fasern, Füllstücke usw. durch Drähte, Siebe Bleche und dergleichen mit entsprechenden Spalten zum Druckausgleich innerhalb der ganzen Isolation und mit einem Spalt zwischen dem Isolationskörper und der Innenseite des Gehäuses, wobei dieser entsprechend entwässert ist (Spalt 3,5 Entwässerung 3,6), wobei bei den Dampfdrücken nach Anspruch 3 Sattdampftemperaturen kleiner 300 °C an der Innenseite des Gehäuses entstehen, was die Verwendung niedriglegierten Stahles als Gehäusematerial ermöglicht.

Anspruch 5 :

Hochtemperatur-Dampfturbine und Kompessor nach Anspruch 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß am Austritt des Dampfkompessors 12 bzw. an geeigneter Stelle davor Kühldampf (Leitung 13,1) zur Einspeisung in die Hochtemperatur-Dampfturbine (13) zur Kühlung des Rotors und zur Kühlung der Schaufeln und zur Kühlung des Gehäuses durch Einspeisung in den Spalt (3,5) zwischen Gehäuse und Isolationskörper entnommen wird.

7/3

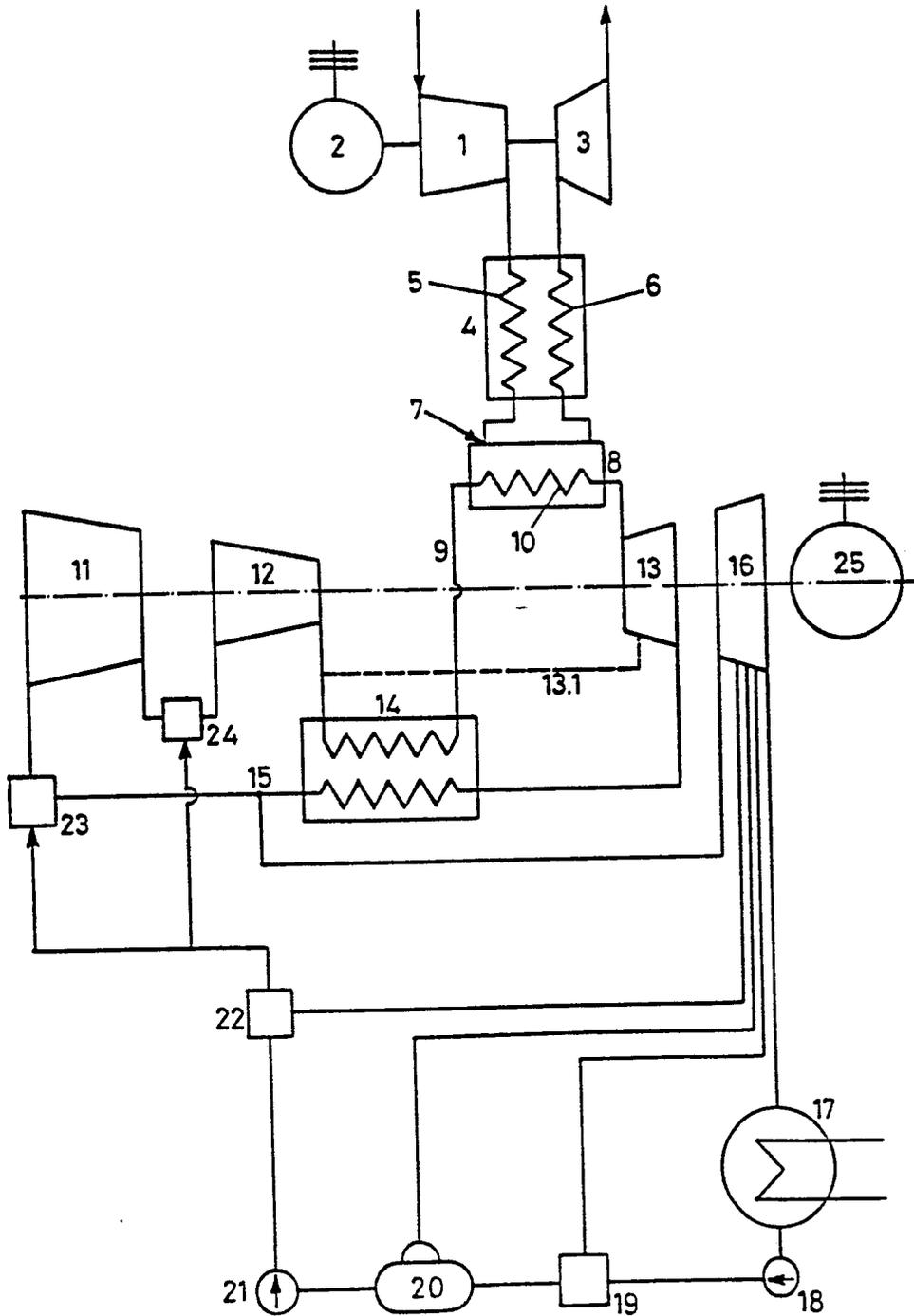


Fig. 1 : Dampfkreislauf für Dampfkraftanlage,
 Kreislaufschema mit Bezeichnungen entsprechend dem
 Beschreibungstext.

2/3

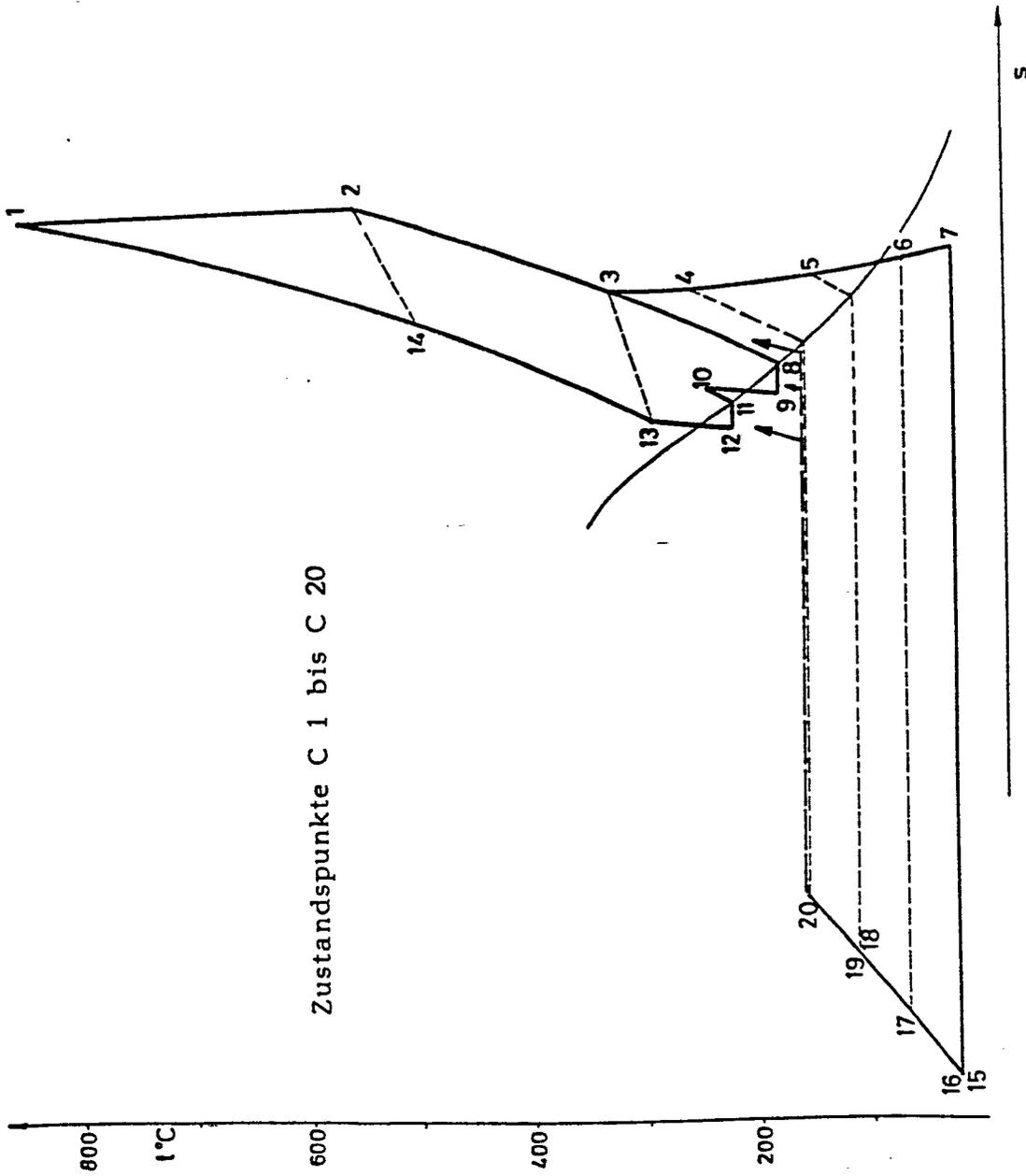


Fig. 2 : T,s-Diagramm für Wasserdampf gemäß Kreislaufschema
 Fig. 1. Zustandspunkte C 1 bis C 20 sind nach Temperatur und spezifischer Entropie dargestellt.

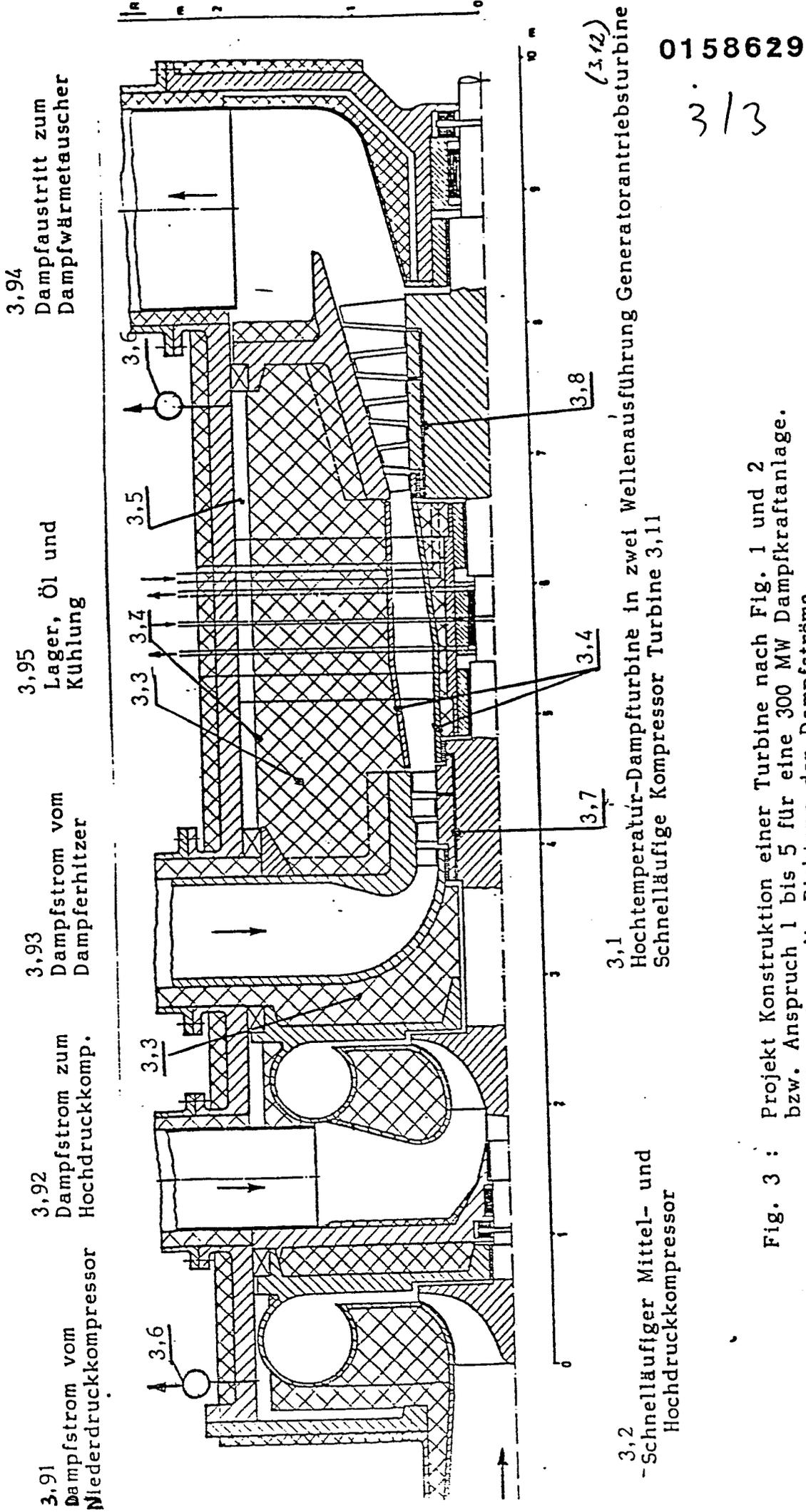


Fig. 3 : Projekt Konstruktion einer Turbine nach Fig. 1 und 2 bzw. Anspruch 1 bis 5 für eine 300 MW Dampfkraftanlage. Pfeile zeigen die Richtung der Dampfströme.