

(19)



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets



(11)

EP 1 249 603 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des
Hinweises auf die Patenterteilung:
29.11.2006 Patentblatt 2006/48

(51) Int Cl.:
F04B 25/00 ^(2006.01) **F04B 41/00** ^(2006.01)
F04C 23/00 ^(2006.01) **F04C 29/04** ^(2006.01)
F04C 28/00 ^(2006.01)

(21) Anmeldenummer: **02006738.5**

(22) Anmeldetag: **23.03.2002**

(54) **Kompressoranlage und Verfahren zum Betreiben einer Kompressoranlage**

Compressor system and control method therefor

Installation de compresseurs et sa méthode de contrôle

(84) Benannte Vertragsstaaten:
**AT BE CH CY DE DK ES FI FR GB GR IE IT LI LU
MC NL PT SE TR**

(30) Priorität: **10.04.2001 DE 10117790**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
16.10.2002 Patentblatt 2002/42

(73) Patentinhaber: **Boge Kompressoren
D-33739 Bielefeld (DE)**

(72) Erfinder: **Cromm, Gerd W.
44267 Dortmund (DE)**

(74) Vertreter: **Heiland, Karsten et al
Meissner, Bolte & Partner GbR
Hollerallee 73
28209 Bremen (DE)**

(56) Entgegenhaltungen:
BE-A- 1 008 367 DE-A- 19 933 989
US-A- 5 590 539 US-B1- 6 203 285

- **PATENT ABSTRACTS OF JAPAN** vol. 1999, no. 05, 31. Mai 1999 (1999-05-31) & JP 11 037053 A (ISHIKAWAJIMA HARIMA HEAVY IND CO LTD; TOYOTA MOTOR CORP), 9. Februar 1999 (1999-02-09)
- **PATENT ABSTRACTS OF JAPAN** vol. 1998, no. 12, 31. Oktober 1998 (1998-10-31) & JP 10 184571 A (ISHIKAWAJIMA HARIMA HEAVY IND CO LTD), 14. Juli 1998 (1998-07-14)

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

EP 1 249 603 B1

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft eine Kompressoranlage für die Erzeugung von Druckluft, mit mindestens zwei Verdichterstufen - einer ersten Verdichterstufe und einer letzten Verdichterstufe - und mit einem Zwischenkühler für Druckluft im Anschluss an die erste Verdichterstufe, und wahlweise mit einem Nachkühler für die Druckluft im Anschluss an die letzte Verdichterstufe, wobei der Zwischenkühler und der wahlweise vorgesehene Nachkühler durch Lüfter mit Kühlluft beaufschlagt werden, und wobei die Kühlluftmenge für den Zwischenkühler veränderbar ist. Daneben betrifft die Erfindung eine Kompressoranlage mit mindestens einer Verdichterstufe und einem Nachkühler für die Druckluft, wobei der Nachkühler durch einen Lüfter mit Kühlluft beaufschlagt wird, und wobei die Kühlluftmenge für den Nachkühler veränderbar ist.

[0002] Bei der Erzeugung von Druckluft durch Kompressoren fällt eine große Menge abzuführender Wärme an. Die erzeugte Druckluft darf ein definiertes Temperaturniveau schon aus Sicherheitsgründen nicht überschreiten. In bestimmten Anwendungsfällen wird die Druckluft durch einen Nachkühler geführt und dabei abgekühlt. Hierzu wird der Nachkühler über einen Lüfter mit Kühlluft beaufschlagt.

[0003] Besonders relevant ist die gezielte Wärmeabfuhr bei mehrstufigen Kompressoren, etwa luftgekühlten, ölfreien Schraubenkompressoren, Kolbenkompressoren und Turbokompressoren. Zur Verbesserung des Wirkungsgrades ist jeweils zwischen zwei Verdichterstufen ein Zwischenkühler angeordnet, der ebenfalls durch einen Lüfter mit Kühlluft beaufschlagt wird. Entsprechend ist bei zweistufigen Kompressoren ein Zwischenkühler vorgesehen. Üblicherweise wird ein Lüfter für die Kühler elektrisch angetrieben und eingeschaltet, sobald auch die Verdichterstufen laufen.

[0004] Die in die jeweils nächste Verdichterstufe eintretende Druckluft soll kein kondensiertes Wasser enthalten. Anderenfalls wird die Lebensdauer der folgenden Verdichterstufe stark verkürzt. Der Zwischenkühler ist so ausgelegt, dass die austretende Druckluft eine Temperatur mehrere Grad über dem Taupunkt aufweist. Alternativ oder zusätzlich kann ein Kondensatsabscheider vorgesehen sein.

[0005] In Abhängigkeit von den äußeren klimatischen Bedingungen ändert sich auch der Taupunkt. Folglich sind Kühlluftmenge und Zwischenkühler für die höchste denkbare Taupunkttemperatur ausgelegt. Im Einzelfall kann deshalb ein großer Temperaturabstand zwischen der Austrittstemperatur der Druckluft am Zwischenkühler und dem gerade bestehenden Taupunkt auftreten.

[0006] Bei Verwendung mehrerer Verdichterstufen ist eine Kühlung der Druckluft zwischen den Verdichterstufen für die Verbesserung des Wirkungsgrades von großer Bedeutung. Die Druckluft sollte im Zwischenkühler soweit wie möglich abgekühlt werden. Ein großer Temperaturabstand zwischen dem Taupunkt und der Temperatur der aus dem Zwischenkühler austretenden Druckluft ist somit für den Wirkungsgrad des Kompressors nachteilig.

[0007] Die Kompressoren wechseln zur Lieferung einer bedarfsgerechten Druckluftmenge zumindest zwischen Vollast und Leerlauf. Ein Stillstand der Kompressorläufer kann zusätzlich vorgesehen sein. Im Leerlaufbetrieb sind auch die Kühlluft liefernden Lüfter aktiv und zwar üblicherweise in demselben Maße wie bei Vollast. Entsprechend werden Zwischenkühler und Nachkühler im Leerlaufbetrieb des Kompressors wesentlich stärker abgekühlt als im Vollastbetrieb. Es treten plötzliche Temperatursprünge auf, die die mechanische Festigkeit der Kühler extrem belasten.

[0008] Die JP 11 037 053 zeigt eine Kompressoranlage mit zwei Stufen, Kühlern und Lüftern, wobei die Lüfter von der Welle des jeweiligen Verdichters mit angetrieben sind. Entsprechend drehen die Lüfter proportional zur Verdichterdrehzahl und liefern eine hiervon abhängige, sich ändernde Kühlluftmenge. Nicht erkennbar ist eine Anpassung der Kühlluftmenge bei Drehzahl- unabhängiger Laständerung. Eine ähnlich arbeitende Kompressoranlage zeigt auch die JP 10 184 571.

[0009] Die DE 199 33 989 A1 zeigt eine zweistufige Kompressoranlage mit Zwischenkühler und Nachkühler. Im Zwischenkühler wird der verdichtete Gasstrom auf seine Temperatur beim Eintritt in die erste Verdichterstufe zurückgekühlt, ebenso im Nachkühler. Eine Regelung zur Vermeidung von Temperatursprüngen ist nicht erkennbar.

[0010] Zur Vermeidung der genannten Nachteile ist die erfindungsgemäße Kompressoranlage gekennzeichnet durch Mittel zum Regeln der Kühlluftmenge für den Zwischenkühler, derart, dass die Kühlluftmenge - zur Vermeidung von Temperatursprüngen im Zwischenkühler - an eine sich ändernde Last bzw. Leistung der Verdichterstufe anpassbar und insbesondere im Leerlaufbetrieb der Verdichterstufe reduzierbar ist. Insbesondere handelt es sich um Mittel, mit denen die Kühlluftmenge in Abhängigkeit von der Temperatur der aus dem Zwischenkühler austretenden Druckluft und/oder der aktuellen Taupunkttemperatur regelbar ist. Die Temperatur der vom Kompressor erzeugten Druckluft wird im Zwischenkühler soweit wie möglich herabgekühlt, bleibt jedoch oberhalb des aktuellen Drucktaupunkts, insbesondere etwa 5°C über dem Drucktaupunkt. Der Drucktaupunkt hängt jeweils von der Temperatur und relativen Luftfeuchtigkeit der von der ersten Verdichterstufe angesaugten Umgebungsluft ab.

[0011] Alternativ oder zusätzlich können die Mittel derart vorgesehen sein, dass die Kühlluftmenge für den Zwischenkühler in Abhängigkeit von der Leistung der ersten Verdichterstufe, insbesondere im Leerlaufbetrieb des Kompressors reduzierbar ist und damit Temperatursprünge im Zwischenkühler vermieden werden. Vorteilhafterweise ist die Kühlluftmenge auch an eine sich ändernde Last des Kompressors anpassbar. Insbesondere Schraubenkompressoren werden im Lastbereich von 40% bis 100% der Vollast variabel und abhängig vom Druckluftbedarf gefahren. Zweckmäßig ist

eine Anpassung der Kühlluftmenge an die in diesem Fall variierende Druckluftmenge, auch in Kombination mit einer Abhängigkeit der Kühlluftmenge von der aktuellen Taupunkttemperatur.

[0012] Nach einem weiteren Gedanken der Erfindung ist ein elektrischer Antrieb für den Lüfter des Zwischenkühlers regelbar. Wie zuvor dargestellt, erfolgt die Regelung des Antriebs in Abhängigkeit von der aktuellen Taupunkttemperatur und/oder von der aktuellen Kompressorlast bzw. Druckluftmenge.

[0013] Eine einfache Regelung ist möglich durch Polumschaltung eines Elektromotors als Antrieb für den Lüfter, sobald der Kompressor zwischen den Lastzuständen Vollast und Leerlauf wechselt. Variabler, auch im Hinblick auf eine lastabhängige Regelung, ist eine Frequenzregelung des Elektromotors für den Lüfter.

[0014] Alternativ oder zusätzlich sind Steuerorgane zum Umleiten zumindest eines Teils der für den Zwischenkühler vorgesehenen Kühlluft angeordnet. Insbesondere sind Steuerklappen vor dem Lüfter oder dem Zwischenkühler vorgesehen. Die bewegte Kühlluft wird ganz oder teilweise vor dem Zwischenkühler abgezweigt, so dass letzterer nicht mehr oder nur teilweise mit Kühlluft beaufschlagt wird.

[0015] Vorteilhafterweise werden Zwischenkühler und Nachkühler über separate, jeweils eigene Lüfter mit Kühlluft beaufschlagt. Die Wärmehaushalte der Lüfter können dann unabhängig voneinander geregelt werden. Auch ist vorzugsweise zwischen dem Zwischenkühler und dem Nachkühler eine Trennwand angeordnet, so dass eine gegenseitige thermische Beeinflussung ausgeschlossen ist. Bei mehreren Zwischenkühlern (für mehrere Verdichterstufen) können auch zwischen diesen Trennwände angeordnet sein.

[0016] In Fortbildung der Erfindung sind Mittel zum Regeln der Kühlluftmenge für den Nachkühler vorgesehen. Neben der Verhinderung von Temperaturschocks beim Umschalten, insbesondere von Vollast in Leerlauf und für eine Liefermengenregelung des Kompressors, z.B. durch Frequenzregelung des Hauptantriebmotors, ist darüber hinaus das Ziel hier eine Regelung zur Anpassung der Austrittstemperatur an die optimale Eintrittstemperatur der nachfolgenden Geräte während der Luftförderung. Üblicherweise wird die Druckluft nach dem Austritt aus dem Kompressor (Nachkühler) getrocknet. Ein Trockner ist für einen bestimmten Eintrittstemperaturbereich ausgelegt, insbesondere für etwa 160° bis 200°C. In der Praxis auftretende Abweichungen der aktuellen Drucklufttemperatur von der berechneten Trockner-Eintrittstemperatur bzw. Schwankungen der aktuellen Umgebungstemperatur führen zu Wirkungsgradverlusten. Die erfindungsgemäß vorgesehenen Mittel zum Regeln der Kühlluftmenge verhindern derartige Verluste.

[0017] Durch die Kühlluftmengenregelung lässt sich ein energiesparender Betrieb des Kühlluftleistungsbedarfs in den vorgegebenen Eintrittstemperaturbereich der nachfolgenden Geräte erzielen. Das gilt für den Betrieb der Kompressoranlage mit verzögertem Aussetzbetrieb, Vollast-Leerlaufbetrieb und insbesondere für eine Drehzahlregelung der Kompressoranlage.

[0018] Generell ergibt sich durch die jeweils geregelte Drehzahl der Kühlluftventilatoren (Lüfter) eine höhere Wirtschaftlichkeit und wesentlich reduzierte Geräuschentwicklung der Kompressoranlage bei Teillastbetrieb und im Leerlauf.

[0019] Entsprechend den voranstehenden Ausführungen zum Zwischenkühler können auch für den Nachkühler eine Regelung des Lüfterantriebs und/oder eine Umleitung zumindest eines Teils der Kühlluft vorgesehen sein.

[0020] Die Regelung der Kühlluftmenge für den Nachkühler kann unabhängig von der Existenz eines Zwischenkühlers vorgesehen sein, beispielsweise dann, wenn der Kompressor nur eine Verdichterstufe aufweist.

[0021] Weitere Ausführungsformen der Erfindung - auch das erfindungsgemäße Verfahren - ergeben sich aus der Beschreibung und aus den Patentansprüchen. Vorteilhafte Ausführungsformen werden nachfolgend anhand von Zeichnungen näher beschrieben. Es zeigen:

Fig. 1 eine Kompressoranlage mit zwei Verdichterstufen, jeweils als ölfreie, luftgekühlte Schraubenkompressoren ausgeführt,

Fig. 2 eine Seitenansicht der Kompressoranlage gem. Fig.1,

Fig. 3 ein Diagramm mit auseinandergezogener Darstellung der Komponenten einer Kompressoranlage mit zwei Verdichterstufen,

Fig. 4 ein Diagramm zur Darstellung der Volumenströme und Temperaturen im Vollastbetrieb,

Fig. 5 ein Diagramm zur Darstellung der Volumenströme und Temperaturen im Leerlaufbetrieb.

[0022] Eine Kompressoranlage 10 weist als Verdichterstufen 11, 12 zwei Schraubenkompressoren auf. Umgeben sind die Verdichterstufen von einem Gehäuse 13, das wärme- und schalldämmend ausgebildet ist, verschiedene Öffnungen zum Eintritt von Frischluft bzw. Kühlluft, zum Austritt einer Druckluftleitung und von Warmluft aufweist und in dem zusätzlich verschiedene Nebenaggregate angeordnet sind.

[0023] Die Verdichterstufen 11, 12 werden angetrieben von einem elektrischen Hauptantriebsmotor 14. Dieser ist mit den Verdichterstufen über einen Riementrieb 15 gekoppelt.

[0024] Die Frischluft tritt über einen Ansaugschalldämpfer 16 in das Gehäuse 13 ein und wird zu einem Teil einem Ansaugfilter 17 zugeführt und zum anderen Teil über die Verdichterstufen 11, 12 als Kühlluft geleitet. Die zugehörigen Luftströme sind in den Fig. 1 und 2 fett umrandet. Erkennbar sind insgesamt drei Luftströme, nämlich die Frischluft 18, die in den Verdichterstufen 11, 12 zu Druckluft komprimiert wird, die Kühlluft 19, die außen an den Verdichterstufen 11, 12 vorbeigeleitet wird, und die Kühlluft 20, die den Hauptantriebsmotor 14 passiert und parallel über einen Zwischenkühler (erster Kühler) 21 und einen Nachkühler (letzter Kühler) 22 geleitet wird.

[0025] Die beiden Kühlluftströme 19, 20 werden nach Erwärmung zu einem Abluftstrom 23 zusammengeführt. Der Frischluftstrom 18 und der Kühlluftstrom 19 treten als ein gemeinsamer Luftstrom über den Ansaugschalldämpfer 16 in das Gehäuse 13 ein und teilen sich erst dort entsprechend den vorliegenden Druck- und Temperaturverhältnissen auf.

[0026] Die in den Verdichterstufen erzeugte Druckluft tritt über eine Rohrleitung 24 aus dem Gehäuse 13 aus.

[0027] Die genannten Bauteile der Kompressoranlage 10 sind im Gehäuse 13 in besonderer Weise zur Erzielung bestmöglicher thermischer Bedingungen angeordnet:

[0028] Das Gehäuse 13 ist durch eine aufrechte Trennwand 25 unterteilt in einen Kompressorraum 26 und einen Kühlerraum 27. Das Gehäuse 13 ist selbst im Wesentlichen rechteckig gestaltet mit Bodenwand 28, großen Seitenwänden 29, 30, kleineren Stirnwänden 31, 32 und Oberwand 33. Die Trennwand 25 verläuft parallel zu den Stirnwänden 31, 32 und schafft im Gehäuse 13 etwa eine Aufteilung von 1/3 zu 2/3, wobei der Kühlerraum 27 nahezu doppelt so groß ist wie der Kompressorraum 26.

[0029] Die Trennwand 25 reicht von der Bodenwand 28 nicht über die gesamte Höhe des Gehäuses 13. Vielmehr bildet ein oberer Teil des Gehäuses 13 eine Abluftkammer 34, die nach unten gegenüber dem Kühlerraum 27 begrenzt ist durch die nebeneinander angeordneten (parallelen) Kühler 21, 22, gegebenenfalls zusätzlich noch durch einen Ölkühler 35. Zwischen dem Kompressorraum 26 und der Abluftkammer 34 ist ebenfalls ein Übergang vorgesehen, nämlich ein schmaler Ablufteinlass 36, auch als Ejektor bezeichnet. Der erwärmte Kühlluftstrom 19 tritt über den Ablufteinlass 36 in die Abluftkammer 34 ein.

[0030] Im Kompressorraum 26 sind die beiden Verdichterstufen 11, 12, der Ansaugschalldämpfer 16, der Ansaugfilter 17, ein Ansaugregler 37 und nicht näher bezeichnete Rohrleitungen angeordnet. Im Kühlerraum 27 vorgesehen sind der Hauptantriebsmotor 14, der Riementrieb 15, zwei Lüfter 38, 39 mit ihren elektrischen Antriebsmotoren 40, 41 für die beiden Kühler 21, 22 sowie letztere, gegebenenfalls zusätzlich noch der Ölkühler 35. Die druckluftführende Rohrleitung 24 läuft vorzugsweise durch den Kühlerraum 27. Eine Antriebswelle 42 der ersten Verdichterstufe 11 erstreckt sich durch die Trennwand 25 hindurch, sodass eine Antriebsriemenscheibe 43 bereits im Kühlerraum 27 angeordnet ist.

[0031] Die Trennwand 25 ist wärmedämmend ausgebildet. Temperaturänderungen auf einer Seite der Trennwand 25 beeinflussen somit nicht oder nur sehr zögerlich das Temperaturniveau auf der jeweils anderen Seite der Trennwand.

[0032] Fig. 3 gibt einen Überblick über die Reihenfolge verschiedener Aggregate bei der Herstellung der Druckluft sowie über regelungstechnische Abhängigkeiten einzelner Aggregate. Der Strom der Druckluft ist fett eingezeichnet, Ölleitungen, elektrische Leitungen - auch Signalleitungen - demgegenüber nur mit einfacher Strichstärke. Ebenfalls nicht fett gezeichnet sind mechanische Verbindungen, etwa vom Hauptantriebsmotor 14 zu den beiden Verdichterstufen 11, 12.

[0033] Die erzeugte Druckluft wird in einem Druckluftbehälter 44 außerhalb des Gehäuses 13 gespeichert und von dort in ein nicht gezeigtes Druckluftnetz eingespeist. Ein Drucksensor 45 meldet den im Druckluftbehälter 44 vorherrschenden Druck an eine Regelungseinheit 46. Diese hat die Funktion einer Kompressorsteuerung zur Bereitstellung einer ausreichenden Druckluftmenge. Derartige druckabhängige Steuerungen für das Ein- und Ausschalten des Antriebs von Verdichterstufen 11, 12 sind prinzipiell bekannt. Im vorliegenden Fall hat die Regelungseinheit 46 zusätzliche Aufgaben in Abhängigkeit von bestimmten Messgrößen zu erfüllen.

Außerhalb des Gehäuses 13 ist z.B. vor dem Druckluftbehälter 44 (wie hier gezeigt) oder nach demselben ein Drucklufttrockner 47 vorgesehen. Hier werden die in der Druckluft vorhandene Feuchte und das Kondensat ausgeschieden. Der Wirkungsgrad des Drucklufttrockners ist stark abhängig von der Eintrittstemperatur der Umgebungstemperatur, dem Volumenstrom und dem Betriebsüberdruck. Zur Erfassung der Eintrittstemperatur ist dem Drucklufttrockner 47 ein Temperatursensor 48 vorgeordnet. Der hier erfasste IstWert wird ebenfalls der Regelungseinheit 46 zugeführt.

[0034] Für einen optimalen Betrieb der Kompressoranlage 10 von Bedeutung sind auch die herrschenden Umgebungsbedingungen, also zumindest Temperatur und Feuchte der angesaugten Luft, gegebenenfalls auch der aktuelle Luftdruck. Entsprechende Sensoren 49, 50, 51 sind dem Ansaugfilter 17 vorgeordnet und können beispielsweise außen am Gehäuse 13 vorgesehen sein. Auch diese Sensoren liefern ihre Messwerte an die Regelungseinheit 46.

[0035] Neben dem Hauptantriebsmotor 14 werden auch die Antriebsmotoren 40, 41 für die Lüfter 38, 39 der beiden Kühler 21, 22 von der Regelungseinheit 46 angesteuert.

[0036] Folgende Regelungsarten sind mit der gezeigten Kompressoranlage 10 durchführbar:

1. Herkömmliche Zwei-Punkt-Regelungen

[0037] Die Regelungseinheit reagiert ausschließlich in Abhängigkeit von den Druckwerten am Sensor 45. Nach Un-

terschreiten eines Minimums springt der Antriebsmotor 14 an und läuft mit 100% Leistung. Synchron hierzu laufen die Antriebsmotoren 40, 41 für die Lüfter der Kühler 21, 22. Nach Erreichen eines Druckmaximums schaltet die Regelungseinheit 46 den Hauptantriebsmotor 14 zurück auf etwa 30% der Leistung, sodass die beiden Verdichterstufen 11, 12 im Leerlauf arbeiten und keine Druckluft mehr erzeugt wird (Leerlauf-Regelung). Die Antriebsmotoren 40, 41 laufen mit unveränderter Leistung weiter. Zwischenkühler 21 und Nachkühler 22 kühlen sprunghaft ab.

2. Herkömmliche Regelung mit variabler Last (Drehzahl-Regelung)

[0038] In Abhängigkeit von dem Meßwert am Drucksensor 45 erfolgt eine Anpassung der Drehzahl der Verdichterstufen an den aktuellen Druckluftbedarf. Bei weniger als 50% der vollen Leistung arbeiten die Verdichterstufen in der Regel unwirtschaftlich. Es erfolgt dann besser ein Übergang in den Leerlaufbetrieb. Auch bei dieser Regelung arbeiten die Motoren 40, 41 für die Lüfter der Kühler 21, 22 aber stets mit voller Leistung, sofern die Verdichterstufen 11, 12 überhaupt angetrieben sind. Bei Teillast-Drehzahl und im Leerlauf kühlen die Kühler 21, 22 deshalb stark ab.

3. Lastabhängige Kühlung

[0039] Die Verdichterstufen 11, 12 werden analog zu 1. und 2. zwischen Volllast und Leerlauf oder zwischen Volllast, Teillast und Leerlauf gefahren. Analog zur Last wird auch die elektrische Leistung der Motoren 40, 41 für die Lüfter der Kühler 21, 22 variiert, sodass die Temperaturen der Kühler 21, 22 auch im Leerlauf oder im Teillastbetrieb weitgehend stabil bleiben und größere Temperaturgradienten vermieden werden.

4. Lastabhängige Kühlung mit Trockneranpassung

[0040] Die aus dem letzten Kühler einer Kompressoranlage, in diesem Fall aus dem Nachkühler 22 austretende Druckluft ist mit Wasserdampf gesättigt und wird üblicherweise in dem nachgeordneten Trockner 47 getrocknet. Letzterer ist für einen bestimmten Eintrittstemperaturbereich der Druckluft ausgelegt und hat bei Einhaltung dieses Temperaturbereichs seinen besten Wirkungsgrad bzw. niedrigsten Energieverbrauch. Der Motor 41 für den Kühler 22 wird von der Regelungseinheit 46 in Abhängigkeit von der Druckluft-Temperatur so angesteuert, dass der Trockner 47 in seinem optimalen Bereich arbeiten kann. Hierzu wird die Temperatur am Sensor 48 vor dem Eintritt in den Trockner 47 fasst und von der Regelungseinheit 46 zur Ansteuerung des Motors 41 verarbeitet.

5. Lastabhängige Kühlung mit Taupunkt-Regelung

[0041] Bei ungünstigen klimatischen Bedingungen kann zwischen den Verdichterstufen Kondensat anfallen. Insbesondere gilt dies für die aus dem Zwischenkühler 21 austretende Druckluft. Die Lebensdauer der folgenden Verdichterstufe wird dadurch erheblich verringert. Zur Vermeidung dieser Nachteile erfolgt üblicher Weise eine Entwässerung der Druckluft vor Eintritt derselben in die folgende Verdichterstufe. Ein erheblicher apparativer Aufwand ist die Folge. Umgehen lässt sich dies durch eine verminderte Kühlung, nämlich derart, dass der Taupunkt der Druckluft im Zwischenkühler 21 nicht unterschritten wird. Zur Berücksichtigung der am jeweiligen Einsatzort denkbaren klimatischen Verhältnisse muss ein "Sicherheitsabstand" zum Taupunkt eingehalten werden.

[0042] Der Gesamtwirkungsgrad der Druckluftherzeugung verbessert sich mit der Kühlung der Druckluft zwischen den Verdichterstufen. Eine verringerte Kühlung zur Einhaltung des genannten "Sicherheitsabstands" zum Taupunkt verringert somit den Gesamtwirkungsgrad. Vorteilhaft ist eine Anpassung der Kühlung an den jeweils aktuellen Taupunkt. Hierfür werden die klimatischen Bedingungen am Einsatzort permanent erfasst und bei der Regelung der Kühlung berücksichtigt. Entsprechend liefern die Sensoren 49, 50, 51, beispielsweise außen am Gehäuse 13, aktuelle Druck-, Temperatur- und Feuchte- Werte an die Regelungseinheit 46. Daraus lassen sich anhand von Erfahrungswerten und entsprechenden Kennlinien die Werte für die Druckluft vor dem Eintritt in den Zwischenkühler 21 bestimmen. In dem selben wird die Druckluft bis möglichst dicht an den Taupunkt heran abgekühlt, ohne diesen zu unterschreiten. In der Regelungseinheit 46 erfolgt eine Berechnung des Taupunkts und die Bestimmung und Bereitstellung der elektrischen Leistung des Motors 40 für den Lüfter des Zwischenkühlers 21.

6. Kombinierte Regelungen

[0043] Die genannten Regelungen, insbesondere die in den Beispielen 4. und 5. genannten Regelungen können auch miteinander kombiniert werden.

7. Alternativen zur Lüfterregelung

[0044] In den obigen Beispielen wird die elektrische Leistung der Motoren 40, 41 für die Lüfter der Kühler 21, 22 variiert. Alternativ oder zusätzlich können auch Kühlluftführungen vorgesehen sein, die in Abhängigkeit von den genannten Parametern veränderbar sind, etwa nicht gezeigte Kühlluftklappen zur Umleitung der ansonsten die Kühler 21, 22 beaufschlagenden Kühlluft. Die Lüfter können in dieser Ausführung ohne Leistungsänderung weiterlaufen. Statt dessen wird die Kühlluft ganz oder teilweise um die Kühler herumgelenkt oder aus dem Gehäuse 13 an anderer Stelle herausgeführt. Die hierfür vorgesehenen Steuerklappen werden in geeigneter Weise insbesondere elektrisch angetrieben.

[0045] Aufgrund der verschiedenen Ziele bei der Regelung der Kühlleistungen in den Kühlen 21, 22 können auch hier beachtliche Temperaturunterschiede auftreten. Die Lüfter 38, 39 sind so angeordnet, dass ausschließlich der jeweils zugeordnete Kühler 21, 22 beaufschlagt wird. Auch ist zwischen den Kühlen 21, 22 eine wärmegeämmte (rechte) Trennwand 52 angeordnet.

[0046] Der Ölkühler 35 kann - wie in Fig. 1 - in der Ebene des Zwischenkühlers 21 angeordnet und von dessen Lüfter 38 beaufschlagt sein. Vorzugsweise ist der Ölkühler aber an anderer Stelle angeordnet, etwa nach Eintritt des Kühlluftstroms 20 in den Kühlraum 27, insbesondere im Anschluss an einen Ansaugschalldämpfer 53. Vorteilhaft ist auch eine Anordnung im Kompressionsraum 26, etwa im Kühlluftstrom 19 oder auf Höhe einer der Verdichterstufen 11, 12, siehe gestrichelte Ölkühler 57 in Fig. 2. Zusätzlich kann ein eigener Lüfter 58 vorgesehen sein.

[0047] Ein Temperatur-Sensor 54 ist dem Zwischenkühler 21 nachgeordnet bzw. der zweiten oder letzten Verdichterstufe 12 vorgeordnet. Der gemessene Temperatur-Wert wird - ebenso wie die von den übrigen Sensoren 48-51 gemessenen Werte - von der Regelungseinheit 46 zur Regelung der Antriebsmotoren 40, 41 und ggf. des Motors für den Ölkühler 35 bzw. 57 ausgewertet.

[0048] Da die Verdichterstufen im vorliegenden Fall als luftgekühlte ölfreie Schraubenkompressoren oder eben solche Turbokompressoren ausgeführt sind, ist auch die Wärmeleistung des Ölkühlers 35 relativ gering. Gekühlt wird lediglich das in den Verdichterstufen für die Schmierung der Lager und Getriebe verwendete Öl.

[0049] Die Figuren 4 und 5 verdeutlichen die auftretenden Temperaturen und Volumenströme bei Vollastbetrieb (Fig. 4) einerseits und Leerlaufbetrieb (Fig. 5) andererseits. Die zugehörigen Zahlenwerte sind der am Ende der Beschreibung vorgesehenen Tabelle entnehmbar.

[0050] Erfasst sind die Temperaturen der Druckluft an verschiedenen Orten der Kompressoranlage, nämlich die Temperatur T1 der Druckluft im Anschluss an den ersten Verdichter 11 und vor Eintritt in den Zwischenkühler 21, die Temperatur T2 nach Austritt der Druckluft aus dem Zwischenkühler 21, die Temperatur T3 im Anschluss an den zweiten Verdichter 12 und vor Eintritt in den Nachkühler 22, die Temperatur T4 nach Austritt der Druckluft aus dem Nachkühler 22 und die Temperatur T5 zwischen dem zweiten Verdichter 12 und einem Entlüftungsventil 55. Letzteres ist zur Abgabe der überschüssigen Druckluft an einen Entlüftungsschalldämpfer 56 angeschlossen.

[0051] Ebenfalls ersichtlich sind die Öltemperaturen T6, T7, nämlich vor Eintritt des Öls in den Ölkühler 35 (T6) und nach Austritt des Öls aus dem Ölkühler 35 (T7). Der Ölkühler 35 wird in den Fig. 4 und 5 vom Lüfter 38 mit beaufschlagt. Alternativ kann der gesonderte Ölkühler 57 mit eigenem Lüfter und Motor 58 - auch an anderer Stelle - vorgesehen sein, etwa im Kühlluftstrom 19.

[0052] Wie schon weiter oben erläutert, soll die Druckluft im Zwischenkühler 21 nur auf eine Temperatur oberhalb des Drucktaupunkts abgekühlt werden. Die Temperaturen T2 in Fig. 4 und 5 (45°C und 40°C) liegen jeweils über dem an dieser Stelle zu berücksichtigenden Drucktaupunkt.

[0053] Im Lastwechselbetrieb mit Leerlauf-Regelung beträgt die Temperatur T3 der in den Nachkühler 22 eintretenden Druckluft bei Vollast etwa 250°C. Nach Übergang in den Leerlauf schalten die Lüfter 38, 39 ab oder werden auf niedrige Drehzahlen heruntergeregelt. Durch den Nachkühler 22 strömt keine heiße Druckluft mehr. Entsprechend kühlt der Nachkühler 22 relativ langsam ab, ausgehend von 250°C. Die Temperatur T4 (30°C) wird nur nach längerer Leerlaufzeit erreicht. In der Praxis laufen vorher die Verdichter 11, 12 wieder an.

[0054] Ein Volumenstrom V1 auf der Ansaugseite, etwa vor dem Ansaugfilter 17, ändert sich zwischen Vollast (V1 = 100%) und Leerlauf (V1 = 10 - 15%).

[0055] Ein Volumenstrom V2 im Anschluss an den Entlüftungsschalldämpfer 56 ändert sich entsprechend zwischen 0% (Vollast) und 10 - 15% (Leerlauf).

[0056] Schließlich liegt ein bei Leerlauf in den Nachkühler 22 eintretender Volumenstrom V3 bei 0%.

Tabelle zu Fig. 4 und 5

Temperaturen T und Volumenströme V			
T	V	Ort	Betriebszustand
	V1 = 100%	vor dem Ansaugfilter 17	Vollast

EP 1 249 603 B1

(fortgesetzt)

Temperaturen T und Volumenströme V			
T	V	Ort	Betriebszustand
5 T1 = 200°C T2 = 45°C T3 = 250°C T4 = 30°C	V2 = 0% V3 = 100%	Entlüftungsschalldämpfer 56 zwischen erstem Verdichter 11 und Zwischenkühler 21 nach Austritt aus dem Zwischenkühler 21 zwischen zweitem Verdichter 12 und Nachkühler 22 nach Austritt aus dem Nachkühler 22	Volllast Volllast Volllast Volllast
10 T6 = 60°C T7 = 40°C		vor Eintritt in den Ölkühler 35/57 nach Austritt aus dem Ölkühler 35/57	Volllast Volllast
15 T1 = 150°C T2 = 40°C T3 = 30°-250°C T4 = 30°C T5 = 150°C	V1 = 10-15 % V2 = 10-15% V3 = 0%	vor dem Ansaugfilter 17 Entlüftungsschalldämpfer 56 zwischen erstem Verdichter 11 und Zwischenkühler 21 nach Austritt aus dem Zwischenkühler 21 zwischen zweitem Verdichter 12 und Nachkühler 22 nach Austritt aus dem Nachkühler 22 zwischen zweitem Verdichter 12 und Entlüftungsventil 55	Leerlauf Leerlauf Leerlauf Leerlauf Leerlauf
20 T6 = 40°C T7 = 35°C		vor Eintritt in den Ölkühler 35/57 nach Austritt aus dem Ölkühler 35/57	Leerlauf Leerlauf

25 Bezugszeichenliste:

[0057]

- 10 Kompressoranlage
- 30 11 erste Verdichterstufe
- 12 zweite Verdichterstufe
- 13 Gehäuse
- 14 elektrischer Hauptantriebsmotor
- 15 Riementrieb
- 35 16 Ansaugschalldämpfer
- 17 Ansaugfilter
- 18 Frischluftstrom
- 19 Kühlluftstrom
- 20 Kühlluftstrom
- 40 21 Zwischenkühler
- 22 Nachkühler
- 23 Abluftstrom
- 24 Rohrleitung
- 25 Trennwand
- 45 26 Kompressorraum
- 27 Kühlerraum
- 28 Bodenwand
- 29 Seitenwand
- 30 Seitenwand
- 50 31 Stirnwand
- 32 Stirnwand
- 33 Oberwand
- 34 Abluftkammer
- 35 Ölkühler
- 55 36 Ablufteinlass
- 37 Ansaugregler
- 38 Lüfter

	39	Lüfter
	40	elektrischer Antriebsmotor
	41	elektrischer Antriebsmotor
	42	Antriebswelle
5	43	Riemenscheibe
	44	Druckluftbehälter
	45	Drucksensor
	46	Regelungseinheit
	47	Druckluft- Trockner
10	48	Temperatur-Sensor
	49	Temperatur-Sensor
	50	Feuchte-Sensor
	51	Druck-Sensor
	52	Trennwand
15	53	Ansaugschalldämpfer
	54	Temperatur-Sensor
	55	Entlüftungsventil
	56	Entlüftungsschalldämpfer
	57	Ölkühler
20	58	Lüfter mit Motor

Patentansprüche

- 25 1. Kompressoranlage für die Erzeugung von Druckluft, mit mindestens zwei Verdichterstufen (11, 12) - einer ersten Verdichterstufe (11) und einer letzten Verdichterstufe (12) - und mit einem Zwischenkühler (21) für Druckluft im Anschluss an die erste Verdichterstufe (11) und wahlweise mit einem Nachkühler (22) für die Druckluft im Anschluss an die letzte Verdichterstufe (12), wobei der Zwischenkühler (21) und der wahlweise vorgesehene Nachkühler (22) durch Lüfter (38, 39) mit Kühlluft beaufschlagt werden, und wobei die Kühlluftmenge für den Zwischenkühler (21) veränderbar ist, **gekennzeichnet durch** Mittel zum Regeln der Kühlluftmenge für den Zwischenkühler (21), derart, dass die Kühlluftmenge - zur Vermeidung von Temperatursprüngen im Zwischenkühler (21) - an eine sich ändernde Last bzw. Leistung der Verdichterstufe (11) anpassbar und insbesondere im Leerlaufbetrieb der Verdichterstufe reduzierbar ist.
- 30
- 35 2. Kompressoranlage nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Temperatur des Zwischenkühlers (21) bei Variation der Last (der Kompressoranlage) zwischen Volllast und Leerlauf oder zwischen Volllast, Teillast und Leerlauf weitgehend stabil bleibt.
- 40 3. Kompressoranlage nach Anspruch 1 oder 2, **gekennzeichnet durch** eine Regelung der Kühlluftmenge derart, dass die aus dem Zwischenkühler (21) austretende Druckluft eine Temperatur über dem Taupunkt aufweist.
- 45 4. Kompressoranlage nach Anspruch 1 oder einem der weiteren Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** ein elektrischer Antriebsmotor (40) für den Lüfter (38) des Zwischenkühlers (21) regelbar ist.
- 50 5. Kompressoranlage nach Anspruch 1 oder einem der weiteren Ansprüche, **gekennzeichnet durch** Steuerorgane zum Umleiten zumindest eines Teils der für den Zwischenkühler (21) vorgesehenen Kühlluft.
6. Kompressoranlage nach Anlage 1 oder einem der weiteren Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** Zwischenkühler (21) und Nachkühler (22) über jeweils separate Lüfter (38, 39) mit Kühlluft beaufschlagt werden.
- 55 7. Kompressoranlage nach Anspruch 1 oder einem der weiteren Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** Zwischenkühler (21) und Nachkühler (22) durch eine Trennwand (52) voneinander getrennt angeordnet sind.
8. Kompressoranlage nach Anspruch 1 oder einem der weiteren Ansprüche, **gekennzeichnet durch** Mittel zum Regeln der Kühlluftmenge für den Nachkühler (22).
9. Kompressoranlage nach Anspruch 8, **dadurch gekennzeichnet, dass** ein elektrischer Antriebsmotor (41) für den Lüfter (39) des Nachkühlers (22) regelbar ist.

10. Kompressoranlage mit mindestens einer Verdichterstufe (12) und einem Nachkühler (22) für die Druckluft, wobei der Nachkühler (22) durch einen Lüfter (39) mit Kühlluft beaufschlagt wird, und wobei die Kühlluftmenge für den Nachkühler (22) veränderbar ist, **gekennzeichnet durch** Mittel zum Regeln der Kühlluftmenge für den Nachkühler (22), derart, dass die Kühlluftmenge - zur Vermeidung von Temperatursprüngen im Nachkühler (22) - an eine sich ändernde Last bzw. Leistung der Verdichterstufe (12) anpassbar und insbesondere im Leerlaufbetrieb der Verdichterstufe reduzierbar ist.
11. Kompressoranlage nach Anspruch 10, **dadurch gekennzeichnet, dass** die dem Nachkühler (22) zugeführte Kühlluftmenge in Abhängigkeit von der Temperatur der Druckluft vor oder nach dem Nachkühler (22) geregelt wird.

Claims

1. Compressor plant, for the production of compressed air, with at least two compressor stages (11, 12), which are a first compressor stage (11) and a last compressor stage (12), and with an intercooler (21) for compressed air which follows the first compressor stage (11), and, optionally, with an aftercooler (22) for the compressed air which follows the last compressor stage (12), wherein the intercooler (21) and the aftercooler (22), which is optionally provided, are charged with cooling air by means of fans (38, 39), and wherein the volume of cooling air for the intercooler (21) is variable, **characterized by** means for controlling the volume of cooling air for the intercooler (21), in such a way that the volume of cooling air, in order to avoid temperature jumps in the intercooler (21), is adjustable to a varying load, or to the output of the compressor stage (11), as the case may be, and is reducible, especially in the no-load operation of the compressor stage.
2. Compressor plant according to Claim 1, **characterized in that** the temperature of the intercooler (21) remains largely stable during variation of the load (of the compressor plant) between full load and no-load, or between full load, partial load and no-load.
3. Compressor plant according to Claim 1 or 2, **characterized by** control of the volume of cooling air, in such a way that the compressed air which issues from the intercooler (21) has a temperature which is above the dew point.
4. Compressor plant according to Claim 1, or according to one of the further claims, **characterized in that** an electric drive motor (40) for the fan (38) of the intercooler (21) is controllable.
5. Compressor plant according to Claim 1, or according to one of the further claims, **characterized by** control components for deflecting at least some of the cooling air provided for the intercooler (21).
6. Compressor plant according to Claim 1, or according to one of the further claims, **characterized in that** the intercooler (21) and the aftercooler (22) are charged with cooling air by means of separate fans (38, 39), in each case.
7. Compressor plant according to Claim 1, or according to one of the further claims, **characterized in that** the intercooler (21) and the aftercooler (22) are arranged with one separated from the other, by means of a partition (52).
8. Compressor plant according to Claim 1, or according to one of the further claims, **characterized by** means for controlling the volume of cooling air for the aftercooler (22).
9. Compressor plant according to Claim 8, **characterized in that** an electric drive motor (41) for the fan (39) of the aftercooler (22) is controllable.
10. Compressor plant, with at least one compressor stage (12) and an aftercooler (22) for the compressed air, wherein the aftercooler (22) is charged with cooling air by means of a fan (39), and wherein the volume of cooling air for the aftercooler (22) is variable, **characterized by** means for controlling the volume of cooling air for the aftercooler (22), in such a way that the volume of cooling air, in order to avoid temperature jumps in the aftercooler (22), is adjustable to a varying load, or to the output of the compressor stage (12), as the case may be, and is reducible, especially in the no-load operation of the compressor stage.
11. Compressor plant according to Claim 10, **characterized in that** the volume of cooling air fed to the aftercooler (22), is controlled in dependence upon the temperature of the compressed air, upstream or downstream of the aftercooler (22).

Revendications

- 5 1. Installation de compresseur pour produire de l'air comprimé, comprenant au moins deux étages de compresseur (11, 12) - un premier étage de compresseur (11) et un dernier étage de compresseur (12) - et comprenant un refroidisseur intermédiaire (21) pour l'air comprimé raccordé à la suite du premier étage de compresseur (11) et éventuellement comprenant un post-refroidisseur (22) pour l'air comprimé raccordé à la suite du dernier étage de compresseur (12), le refroidisseur intermédiaire (21) et le post-refroidisseur (22) éventuellement présent étant sollicités avec de l'air de refroidissement par des ventilateurs (38, 39), la quantité d'air de refroidissement pour le refroidisseur intermédiaire (21) pouvant être modifiée, **caractérisée par** des moyens pour réguler la quantité d'air de refroidissement pour le refroidisseur intermédiaire (21), de telle sorte que la quantité d'air de refroidissement - pour éviter des sauts de température dans le refroidisseur intermédiaire (21) - puisse être adaptée à une charge ou une puissance variable de l'étage de compresseur (11) et notamment puisse être réduite en mode de fonctionnement en marche à vide de l'étage de compresseur.
- 15 2. Installation de compresseur selon la revendication 1, **caractérisée en ce que** la température du refroidisseur intermédiaire (21) reste sensiblement stable pour une variation de la charge (de l'installation de compresseur) entre la pleine charge et la marche à vide ou entre la pleine charge, une charge partielle et la marche à vide.
- 20 3. Installation de compresseur selon la revendication 1 ou 2, **caractérisée par** une régulation de la quantité d'air de refroidissement de telle sorte que l'air comprimé sortant du refroidisseur intermédiaire (21) présente une température au-dessus du point de condensation.
- 25 4. Installation de compresseur selon la revendication 1 ou l'une quelconque des autres revendications, **caractérisée en ce qu'un** moteur d'entraînement électrique (40) pour le ventilateur (38) du refroidisseur intermédiaire (21) est réglable.
- 30 5. Installation de compresseur selon la revendication 1 ou l'une quelconque des autres revendications, **caractérisée par** des organes de commande pour dévier au moins une partie de l'air de refroidissement prévu pour le refroidisseur intermédiaire (21).
- 35 6. Installation de compresseur selon la revendication 1 ou l'une quelconque des autres revendications, **caractérisée en ce que** le refroidisseur intermédiaire (21) et le post-refroidisseur (22) sont sollicités avec de l'air de refroidissement par le biais de ventilateurs respectifs séparés (38, 39).
- 40 7. Installation de compresseur selon la revendication 1 ou l'une quelconque des autres revendications, **caractérisée en ce que** le refroidisseur intermédiaire (21) et le post-refroidisseur (22) sont séparés l'un de l'autre par une paroi de séparation (52).
8. Installation de compresseur selon la revendication 1 ou l'une quelconque des autres revendications, **caractérisée par** des moyens pour réguler la quantité d'air de refroidissement pour le post-refroidisseur (22).
- 45 9. Installation de compresseur selon la revendication 8, **caractérisée en ce qu'un** moteur d'entraînement électrique (41) pour le ventilateur (39) du post-refroidisseur (22) est réglable.
- 50 10. Installation de compresseur comprenant au moins un étage de compresseur (12) et un post-refroidisseur (22) pour l'air comprimé, le post-refroidisseur (22) étant sollicité avec de l'air comprimé par un ventilateur (39), et la quantité d'air de refroidissement pour le post-refroidisseur (22) pouvant être modifiée, **caractérisée par** des moyens pour réguler la quantité d'air de refroidissement pour le post-refroidisseur (22), de telle sorte que la quantité d'air de refroidissement - pour éviter des sauts de température dans le post-refroidisseur (22) - puisse être adaptée à une charge ou une puissance variable de l'étage de compresseur (12) et notamment puisse être réduite en mode de fonctionnement en marche à vide de l'étage de compresseur.
- 55 11. Installation de compresseur selon la revendication 10, **caractérisée en ce que** la quantité d'air de refroidissement acheminée au post-refroidisseur (22) est régulée en fonction de la température de l'air comprimé avant ou après le post-refroidisseur (22).

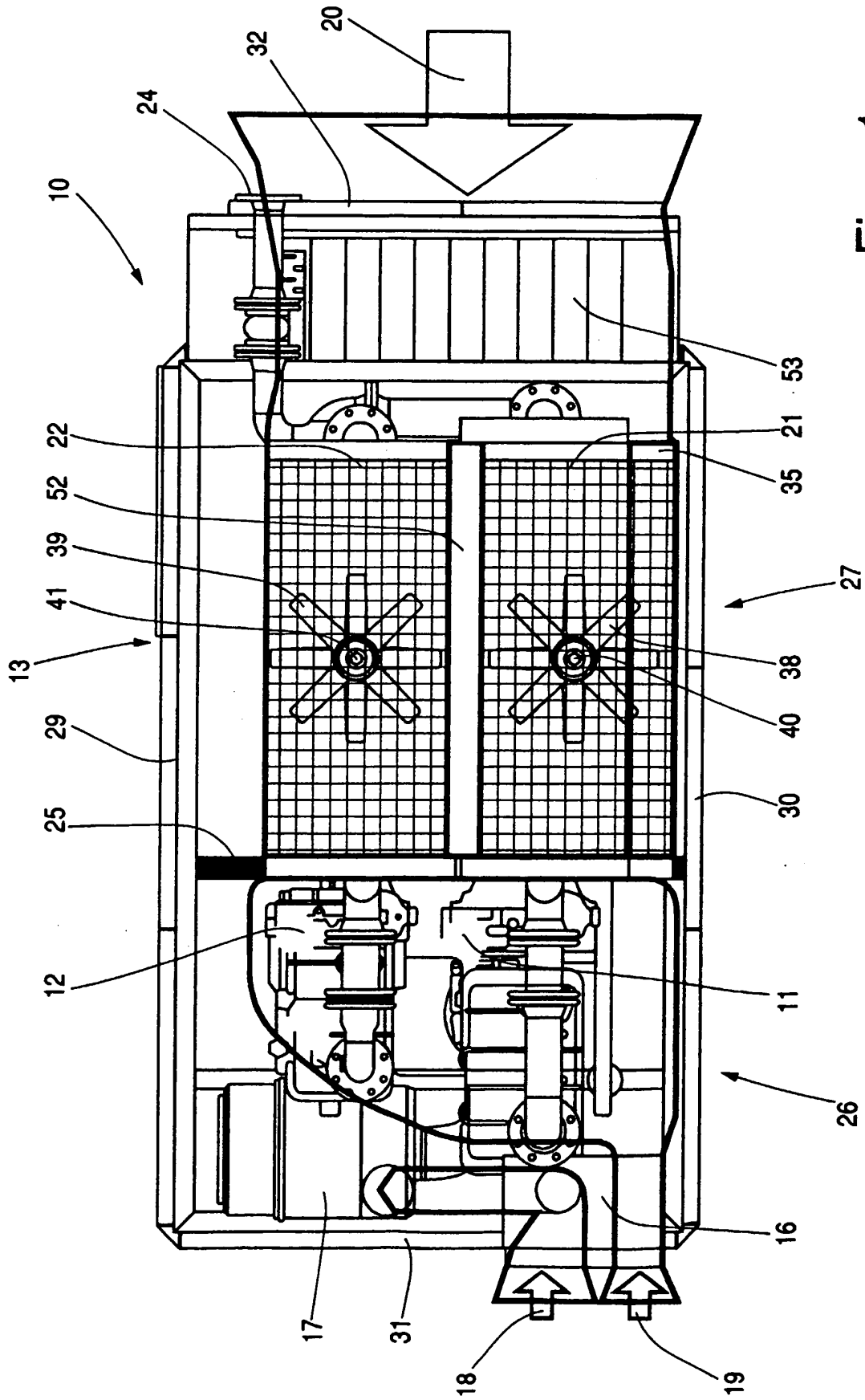
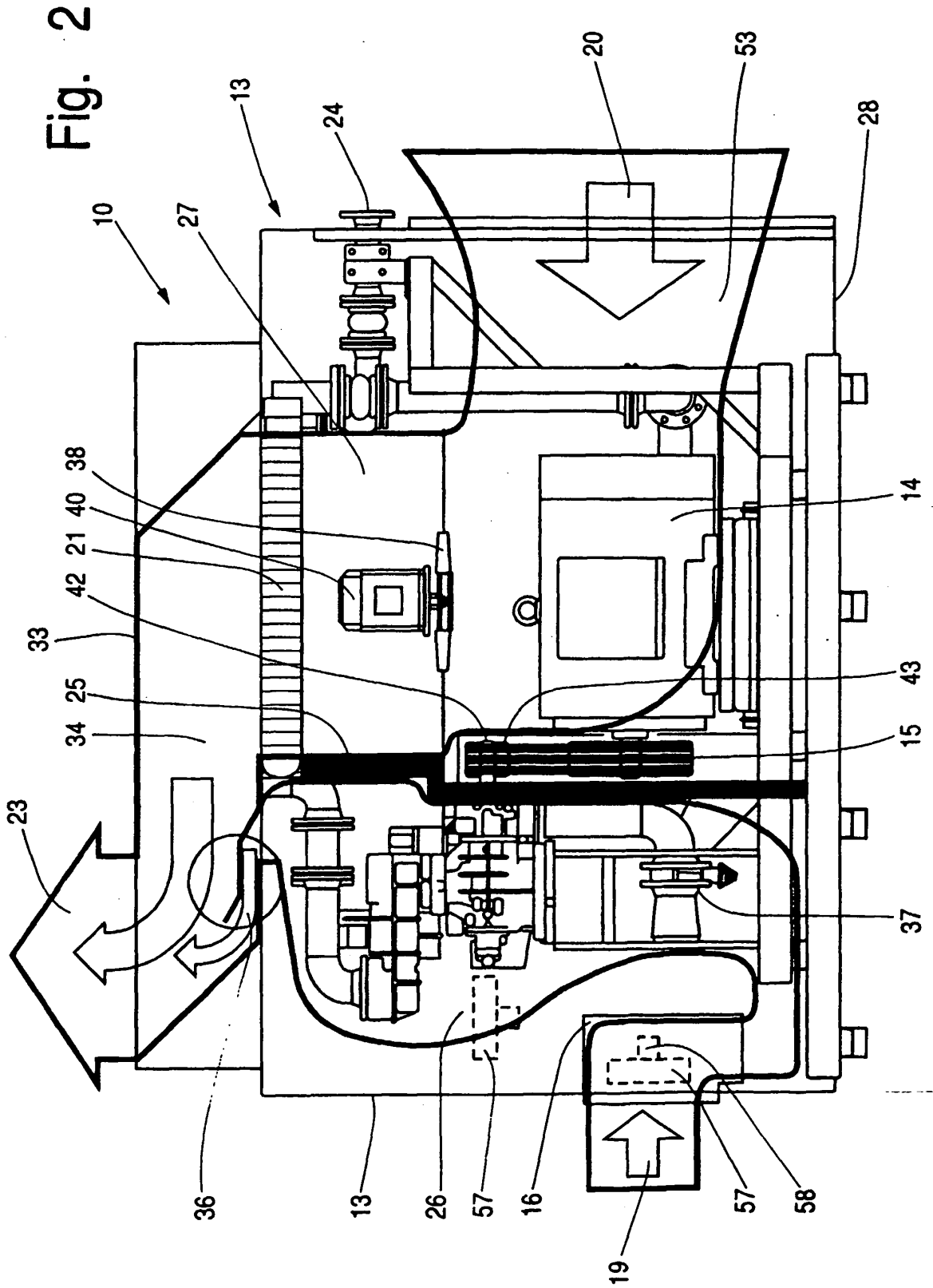


Fig. 1



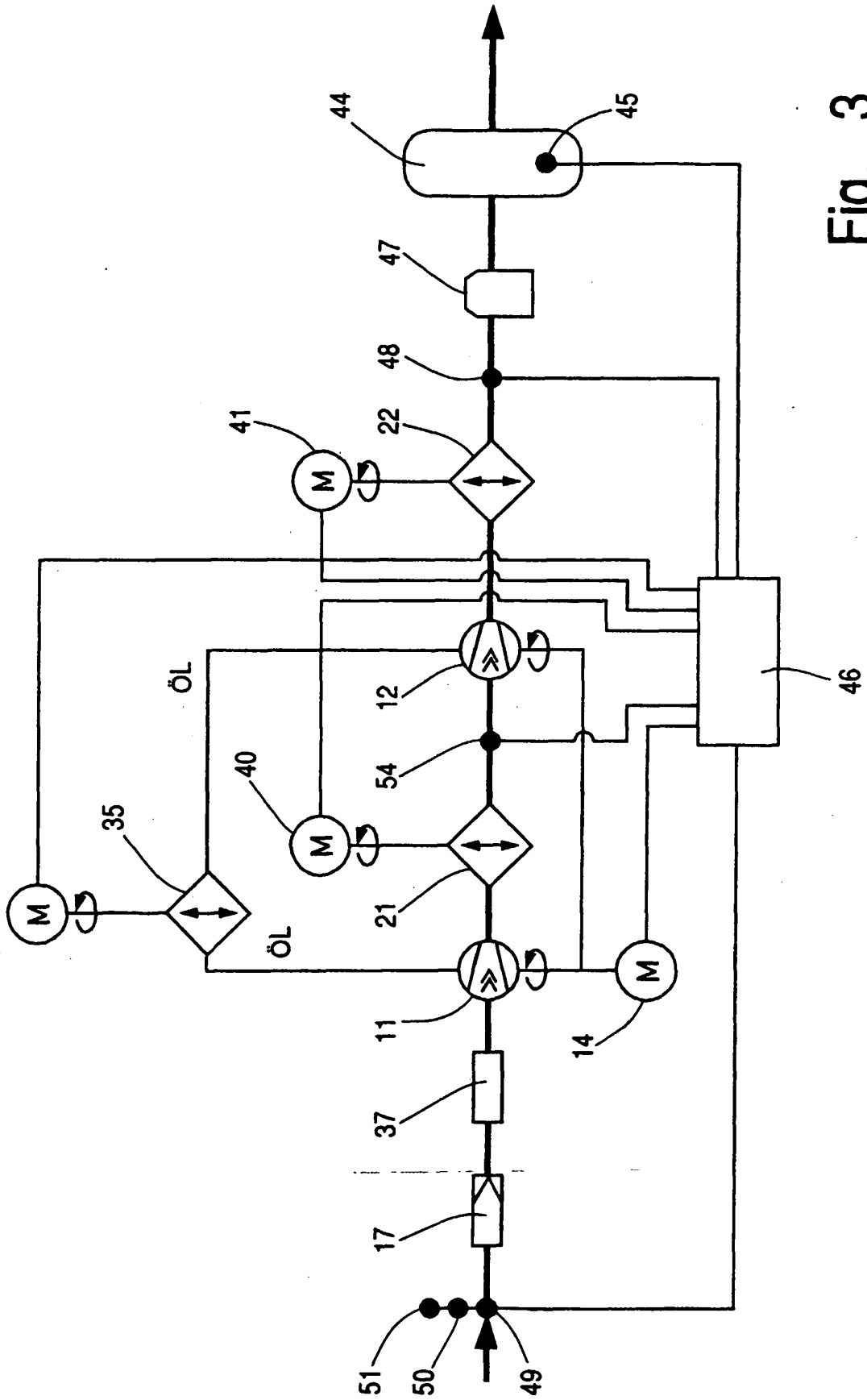


Fig. 3

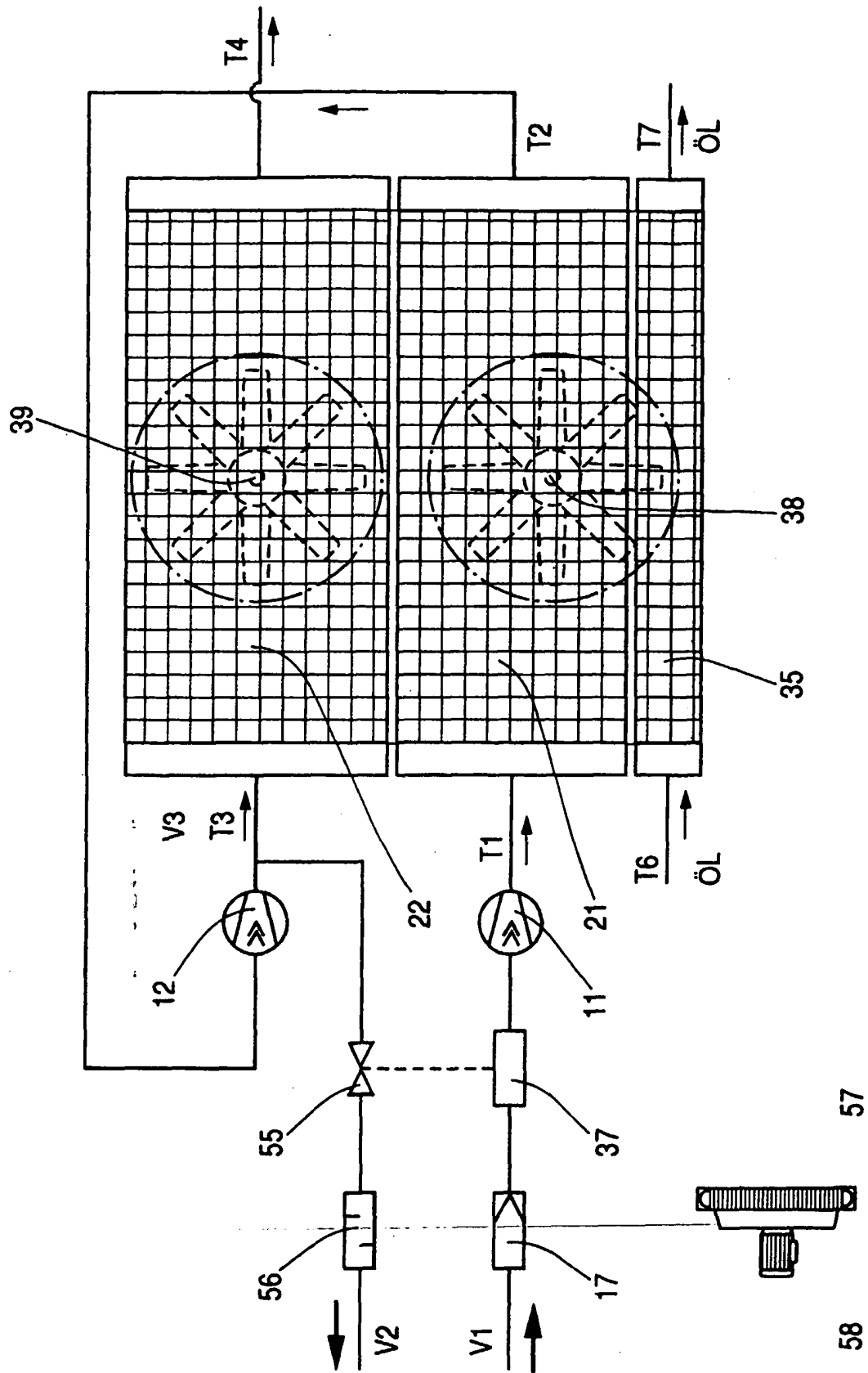


Fig. 4

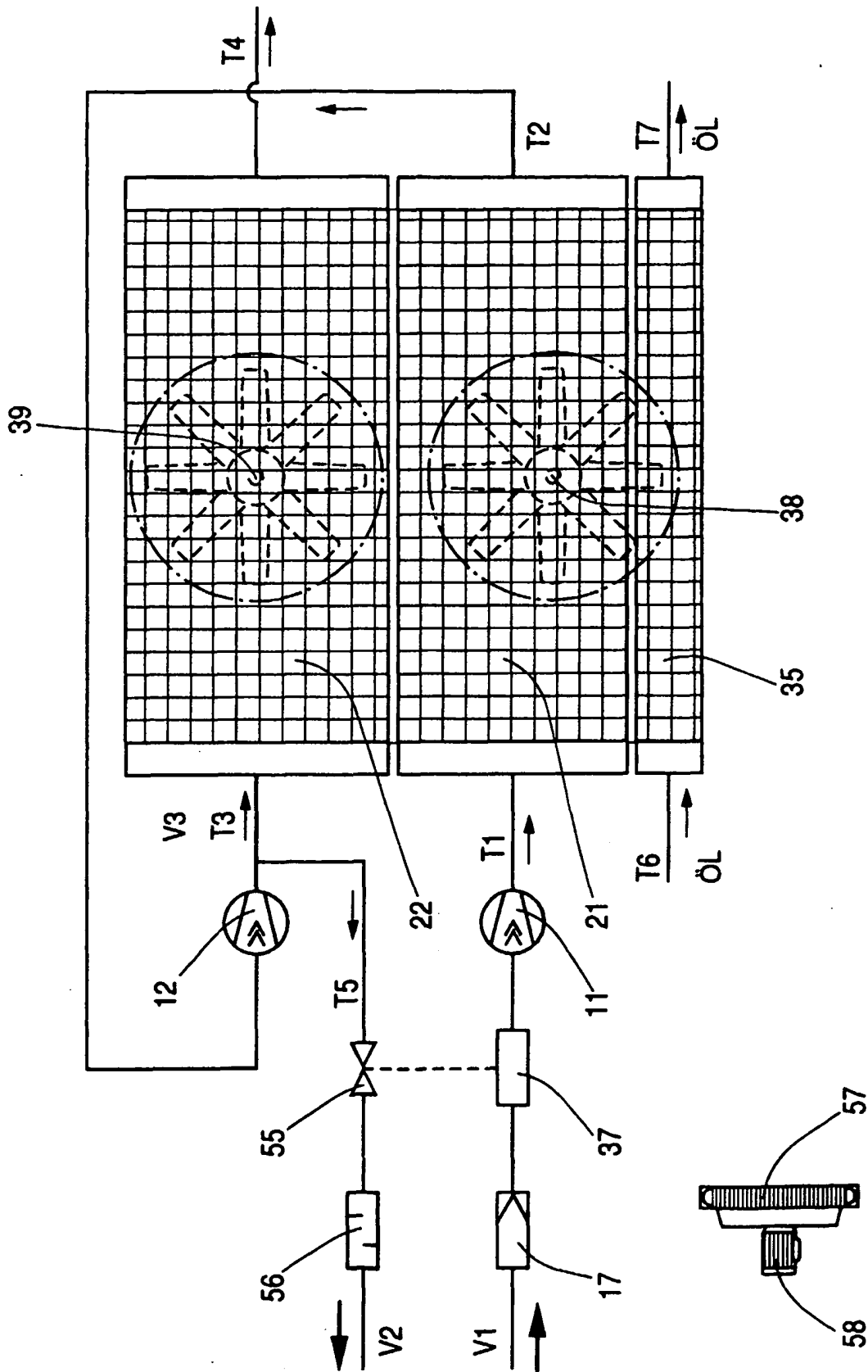


Fig. 5