



⑫

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

④⑤ Veröffentlichungstag der Patentschrift :
04.11.92 Patentblatt 92/45

⑤① Int. Cl.⁵ : **F01D 25/28, F01D 25/26**

②① Anmeldenummer : **89122742.3**

②② Anmeldetag : **09.12.89**

⑤④ **Mehrgehäusedampfturbosatz.**

③⑩ Priorität : **23.12.88 CH 4780/88**

④③ Veröffentlichungstag der Anmeldung :
27.06.90 Patentblatt 90/26

④⑤ Bekanntmachung des Hinweises auf die
Patenterteilung :
04.11.92 Patentblatt 92/45

⑥④ Benannte Vertragsstaaten :
CH DE FR GB IT LI NL

⑤⑥ Entgegenhaltungen :
EP-A- 0 056 171
CH-A- 516 736
DE-B- 1 216 322
FR-A- 784 655
GB-A- 1 145 612
US-A- 1 416 760

⑦③ Patentinhaber : **ASEA BROWN BOVERI AG**
Haselstrasse
CH-5401 Baden (CH)

⑦② Erfinder : **Meylan, Pierre**
Glärnischstrasse 19
CH-5432 Neuenhof (CH)

EP 0 374 645 B1

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).

Beschreibung

Die vorliegende Erfindung betrifft einen Mehrgehäusedampfturbosatz mit einer Hochdruckteilturbine, einer Mitteldruckteilturbine und mindestens einer Niederdruckteilturbine, welche Niederdruckteilturbinen zweigehäusig mit je einem Aussengehäuse und einem innerhalb desselben und gegenüber diesem verschieblich gelagerten Innengehäuse ausgeführt sind, wobei die Läufer aller Teilturbinen auf einem gemeinsamen Wellenstrang sitzen, der an einem zwischen der Mitteldruckteilturbine und der Hochdruckteilturbine angeordneten Axiallager axial nach beiden Richtungen fixiert ist, sowie mit Elementen zum Ausgleich der durch die Wärmedehnungen im Betrieb auftretenden axialen Verschiebungen der Läufer gegenüber deren Innengehäusen

Technisches Gebiet

Bei Mehrgehäuseturbinen, die neben einer Hochdruckteilturbine eine Mitteldruckteilturbine und mindestens noch eine Niederdruckteilturbine aufweisen, sind Massnahmen vorzusehen, die dafür sorgen, dass die mindesterforderlichen Axialspele zwischen einander benachbarten Lauf- und Leitschaufelkränzen im Betrieb aufrechterhalten bleiben. Bei solchen Turbinen, deren Teilturbinen als Zweigehäuseturbinen mit einem Innen- und einem Aussengehäuse ausgeführt sind, bestehen solche Massnahmen gewöhnlich aus Verbindungsgliedern zwischen dem Innengehäuse der Mitteldruckturbine und dem Innengehäuse der anschliessenden Niederdruckturbine sowie zwischen deren Innengehäuse und dem Innengehäuse einer eventuellen weiteren Niederdruckturbine und so fort, falls noch mehr Niederdruckteilturbinen vorhanden sein sollten. Dabei ist etwa eine Lagerstelle zwischen der Hochdruckteilturbine, im folgenden kurz "Hochdruckteil" genannt, und der Mitteldruckteilturbine, im folgenden als "Mitteldruckteil" bezeichnet, als Fixpunkt ausgebildet, von dem ausgehend der Hochdruckteil und der Mitteldruckteil mit den anschliessenden Niederdruckteilen sich in entgegengesetzten Richtungen ungehindert ausdehnen können.

Stand der Technik

Eine Mehrgehäuseturbine mit einer solchen Konseption für die Kompensation der Axialspieländerungen infolge der Wärmedehnungen ist in der DE-PS 1 216 322 von Rateau beschrieben. Dabei überträgt ein eingehäusiger Mitteldruckteil, der die Verschiebung durch die Wärmedehnungen gemeinsam mit seinem Turbinenläufer mitmacht, diese über Kuppelstangen, die sich in das Aussengehäuse des zweigehäusig ausgeführten Niederdruckteiles hinein erstrecken, auf Innengehäuse, an dem sie angelenkt sind. Die Welle mit dem Turbinenläufer verschiebt

sich wegen der im wesentlichen gleichen Temperatur wie jene des Innengehäuses um dieselbe Strecke wie dieses mit seiner Beschaukelung, so dass die Axialspele zwischen den Leit- und den Laufschaufelkränzen in praktisch gleicher Grösse wie im kalten Zustand erhalten bleiben. Der Fixpunkt der Welle, von dem aus sich einerseits der Mitteldruckteil mit den daran angekoppelten Innengehäusen der Niederdruckteile und andererseits in der entgegengesetzten Richtung der Hochdruckteil frei ausdehnen und verschieben können, befindet sich an einer Lagerstelle zwischen letzterem und dem Mitteldruckteil.

Problematisch sind bei dieser Ausführung die Abdichtungen an den Durchführungsstellen der Kuppelstangen an den Aussengehäusen der Niederdruckteile. Im erwähnten Patent werden hierfür Wellrohre oder Faltenbälge oder Stopfbüchsen oder dergleichen vorgeschlagen, die jedoch allesamt eine mögliche Fehlerquelle darstellen.

Die vorliegende Erfindung entstand aus der Aufgabe, die genannten Dichtungsprobleme bei einer Mehrgehäusedampfturbine zu vermeiden und die Einrichtung zur Erhaltung der Axialspele zwischen den Leit- und den Laufschaufelkränzen der Niederdruckteile möglichst einfach, unkompliziert und betriebssicher zu gestalten.

Definition der Erfindung

Der erfindungsgemässe Mehrgehäusedampfturbosatz ist dadurch gekennzeichnet, dass zur Aufrechterhaltung der Axialspele zwischen den Leitbeschaukelungen und den Laufbeschaukelungen der Teilturbinen bei Betriebstemperatur beidseitig der Innengehäuse je ein Hebelpaar vorgesehen ist, mit einem zweiarmigen Schiebehebel und einem an diesen über eine Achse angelenkten einarmigen Dehnungshebel, wobei das andere Ende des Schiebehebels an einem aussengehäusefesten Lagerbock und das andere Ende des Dehnungshebels an einem innengehäusefesten Lagerzapfen angelenkt ist, und dass der Schiebehebel zwischen seinen Anlenkpunkten am Lagerbock und am Dehnungshebel mit einem Langloch in einen innengehäusefesten Lagerzapfen eingreift, dessen Achse den Schiebehebel in seine Hebelarme unterteilt, wobei eine im Betrieb durch die Wärmedehnung verursachte Verlängerung Δl des Abstandes zwischen den beiden innengehäusefesten Lagerzapfen über den Dehnungshebel und über den Schiebehebel eine Verschiebung Δx des Innengehäuses gegenüber den aussengehäusefesten Lagerböcken erzeugt.

Beschreibung der Figuren

Anhand der in der Zeichnung dargestellten Figuren wird die Erfindung im folgenden näher beschrieben. In der Zeichnung stellen schematisiert dar:

Fig.1 einen axialen Längsschnitt einer Mittel-
druck- und zweier Niederdruckteilturbinen einer
Dampfkraftanlage, die

Fig. 2 und 3 einen Querschnitt bzw. einen Längs-
schnitt durch die beiden Niederdruckteilturbinen
nach Fig. 1 entsprechend den Schnittverläufen
III-III und II-II, und die

Fig. 4 bis 6 erläuternde Skizzen zu den
kniematischen Beziehungen zwischen den Ele-
menten der Vorstelleinrichtung für das Innenge-
häuse.

Beschreibung des Ausführungsbeispiels

Die Fig.1 zeigt eine Mitteldruckteilturbine 1, de-
ren links davon befindliche, nicht dargestellte Hoch-
druckteilturbine sowie zwei oder gegebenenfalls
mehrere Niederdruckturbinen 2 und 3 ihre Leistung über
einen gemeinsamen Wellenstrang 4 an einen nicht
dargestellten, am rechten Ende des Wellenstranges
angekuppelten elektrischen Generator abzugeben.
Der Wellenstrang 4 ist in einem zwischen dem Hoch-
druckteil und dem Mitteldruckteil 1 befindlichen La-
gergehäuse 5 durch ein doppelseitiges Axiallager 6
nach beiden Richtungen hin fixiert. Von diesem Fix-
punkt aus kann sich der nicht dargestellte Hochdruck-
teil nach links unbehindert ausdehnen, da sich sein
Gehäuse auf bekannte Weise über Auflagerpratzen
auf Gleitbahnen verschieblich abstützt, wobei das
Kippen um die Wellenachse infolge des Reaktions-
moments durch eine Abstützung verhindert wird, die
eine axiale Halterung des Mittelgehäuses bildet. Die
Figur zeigt eine solche Abstützung 7 für das Gehäuse
8 des Mitteldruckteils 1. Das Gehäuse 8 und das La-
gergehäuse 5 sind axial fest miteinander verbunden.

Die Aussengehäuse 9 und 10 der Niederdrucktei-
le 2 bzw. 3 sind auf der Grundplatte befestigt und ihre
Innengehäuse 11 bzw. 12 im betreffenden Aussenge-
häuse diesem gegenüber ebenfalls auf bekannte
Weise axialverschieblich und gegen Kippen gesichert
gelagert. Die Dampfausslassleitung an der Mittel-
druckteilturbine 1 ist mit 13 und die beiden Dampfzu-
leitungen zu den Niederdruckturbinen 2 und 3 sind mit
14 und 15 bezeichnet.

Die erfindungsgemässe Vereinfachung gegen-
über dem eingangs genannten Stand der Technik be-
steht darin, dass anstelle von Kuppelstangen oder
sonstigen starren Übertragungsgliedern zwischen
den einzelnen Teilturbinen ein Hebelsystem verwen-
det wird, das im Betriebszustand der Turbine die Ver-
schiebungen der Innengehäuse bewerkstelligt, wel-
che zum Ausgleich der Verschiebungen der auf dem
Wellenstrang sitzenden Rotoren und damit zur Auf-
rechterhaltung der Axialspiele zwischen den Leit- und
den Laufbeschaukelungen der Teilturbinen erforder-
lich sind.

Zu diesem Hebelsystem gehören in jeder Teiltur-
bine je ein Hebelpaar beidseits des jeweiligen Innen-

gehäuses, dessen einer Anlenkpunkt sich ortsfest am
Aussengehäuse befindet, während zwei weitere An-
lenkpunkte für jedes Hebelpaar seitlich an den Ge-
häuseunterteilen der verschiebbaren Innengehäuse
vorgesehen sind.

Die Vorteile dieser Konzeption bestehen, wie aus
der folgenden genannten Beschreibung noch deutlich
wird, gegenüber den eingangs beschriebenen be-
kannten Bauarten vor allem darin, dass die Verschie-
bung jedes einzelnen Innengehäuses individuell, un-
abhängig von den benachbarten, erfolgt. Sodann ge-
schieht diese Verschiebung selbsttätig in Abhängig-
keit von der in der betreffenden Teilturbine herrschen-
den Temperatur. Ferner fallen die oben beschriebe-
nen Dichtprobleme der bekannten Bauarten weg, da
zwischen den die Verschiebung bewirkenden Ele-
menten der einzelnen Teilturbinen keine körperlichen
Verbindungen bestehen und die erwähnten Dichtein-
richtungen sich daher erübrigen.

Das Hebelsystem wird nun anhand der Fig. 1 - 3
näher beschrieben. Der in Fig.1 dargestellte vertikale
Axialschnitt zeigt drei Teilturbinen eines Dampfturbo-
generatorsatzes, nämlich die Mitteldruckteilturbine 1,
an die sich links davon eine nicht dargestellte Hoch-
druckteilturbine anschliesst, sowie die zwei Nieder-
druckteilturbinen 2 und 3, an die sich rechts davon in
der Regel ein nicht gezeigter elektrischer Generator
anschliesst. In Fig.1 sind die das Hebelsystem für die
temperaturabhängige Verschiebung bildenden He-
belpaare 18 der Einfachheit halber nur in den beiden
Niederdruckteilen 2 und 3 eingezeichnet. Prinzipiell
in gleicher Weise sind sie auch für alle anderen vor-
handenen Teilturbinen eines mehrgehäusigen
Dampfturbogeneratorsatzes anwendbar.

In Fig.1 sind die mit 18 bzw. 19 bezeichneten He-
belpaare in ihrer Stellung bei kalter Anlage, im Still-
stand, gezeigt. Von den je zwei für jeden Niederdruck-
teil vorgesehenen Hebelpaaren 18, 19 sind in der
Darstellung nach Fig.1 nur die jeweils hinteren, zum
grössten Teil verdeckt vorhanden und daher entspre-
chend strichliert gezeichnet. Ihre Anordnungen ge-
hen aus den Fig.2 und 3, die gegenüber Fig.1 noch
weiter vereinfacht sind, klarer hervor.

Die Fig.2 entspricht dem in Fig.3 eingezeichneten
Schnittverlauf II-II. Man erkennt aus ihr die räumliche
Anordnung des Hebelpaares 18 aus Fig. 3. Die glei-
che Anordnung gilt auch für das Hebelpaar 19, das
sich aber vom Paar 18 durch die Hebelabmessungen
unterscheidet entsprechend dem gegenüber dem In-
nengehäuse 11 erforderlichen Verschiebungsweg
des Innengehäuses 12. Die Hebelpaare 18 bestehen
aus je einem langen, an seinem einen Ende in einem
aussengehäuse- oder fundamentfesten Lagerbock
21 schwenkbar gelagerten, zweiarmligen Hebel 20,
im folgenden Schiebehebel genannt, mit den Hebel-
armen a und b, und einem kürzeren, einarmigen He-
bel 22, im folgenden Dehnungshebel genannt. Dieser
ist mit seinem einen Ende auf einem innengehäuse-

festen Lagerzapfen 23 in Höhe der Wellenachse gelagert. Die beiden anderen Enden der zwei Hebel 20 und 22 sind durch eine Achse 24 gegeneinander schwenkbar miteinander verbunden. Der Schiebehebel 20 weist ferner in Höhe der Wellenachse aus kinematischen Gründen ein Langloch 25 auf, in dem ein weiterer, in Höhe der Wellenachse vorgesehener innengehäusefester Lagerzapfen 26 eingreift. Praktisch wird im Langloch 25 natürlich ein Gleitstein vorgesehen sein, der einen solchen Zapfen 26 aufnimmt.

Die Längen x_1 und x_2 sind die Abstände der fundamentfesten Lagerböcke 21 und 28 der Schiebehebel 20 bzw. 27 von der Stelle A als Ausgangspunkt für die axialen Verschiebungen der auf der Welle 4 sitzenden Turbinenläufer. Aus den für die warme Turbine erforderlichen Verschiebungen Δx_1 und Δx_2 der Innengehäuse 11 bzw. 12, wobei $\Delta x_2 > \Delta x_1$, aus ihren Ausgangsstellungen bei kalter Anlage und gegebenem Abstand 1 der beiden innengehäusefesten Lagerzapfen 23 und 26 lassen sich die Hebelarme a_1 , b_1 bzw. a_2 , b_2 der Schiebehebel 20 des Hebelpaares 18 bzw. 27 des Hebelpaares 19 bestimmen. Der Abstand 1 zwischen den Lagerzapfen 23 und 26 am Innengehäuse sollte dabei so gross sein wie es die Länge des Innengehäuses gestattet. Frei wählbar ist dabei, etwa im Rahmen der Länge des Innengehäuses, die Länge d des Dehnungshebels. In Fig. 3 ist der Dehnungshebel 22 des Hebelpaares 18 länger als jener, 29, des Hebelpaares 19, das eine grössere Verschiebung des ihm zugeordneten Hebelpaares zu bewältigen hat.

Aus Fig. 4 geht der Zusammenhang zwischen der Wärmedehnung Δl eines Innengehäuses zwischen seinen beiden Anlenkpunkten des Dehnungshebels und des Schiebehebels und der zur Einhaltung der vorgeschriebenen Axialspiele zwischen den Beschaukelungen erforderlichen Verschiebung Δx hervor. Dabei kann die Verschiebung des Gelenks 11 bzw. 24, das den oberen Arm a des Schiebehebels mit dem Dehnungshebel verbindet und in Fig. 4 mit $\approx \Delta l$ bezeichnet ist, wegen des im allgemeinen kleinen Winkels α zwischen dem Dehnungshebel 22 bzw. 29 und der Horizontalen als gleich Δl angenommen werden. Die Änderung $\Delta \alpha$ von α , siehe die Fig. 5 und 6, kann wegen ihres geringfügigen Einflusses auf die Schwenkung des Schiebehebels ebenfalls vernachlässigt werden. Mit diesen Annahmen gilt für $\Delta X = f(l, a, b)$ aus der Proportionalität der Hebelarme a , b und der von ihren Endpunkten beim Schwenken um den Winkel σ beschriebenen Kreisbögen: $\Delta X / \Delta l \approx b/a$ und daraus $\Delta X \approx (b/a) \Delta l$.

Für ein konkretes Beispiel mit $l = 25000$ mm, $a = 500$ und $b = 1000$ mm sowie $\Delta l = 10$ mm ergibt sich eine Verschiebung des Innengehäuses um 20 mm. Der Winkel α ist dabei $\approx 11^\circ$. Durch entsprechende Wahl der Arme a und b des Schiebehebels lassen sich bei Kenntnis der Wärmedehnung Δl beliebige Verschiebungen Δx der Innengehäuse erhalten.

Die Fig. 5 und 6 zeigen den Einfluss der Grösse des Winkels α , der von a und l abhängt, auf den Schiebewinkel σ , um den der Schiebehebel bei Auftreten von Δl schwenkt. Je kleiner α gewählt wird, um so grösser ist σ und, bei gegebenem b , die Verschiebung Δx , um so grösser aber andererseits, bei gegebenem Verschiebewiderstand die davon abhängige Behinderung der thermischen Dehnung Δl des Abstandes l der Anlenkpunkte 23 und 26 am Innengehäuse. Um die damit verbundenen Verspannungen zu vermeiden, sollte der Winkel α , d.h., das Verhältnis a/l und auch a/b , nicht zu klein gewählt werden. Überdies wird man zur Minimierung der Verstellkräfte an den Gleitflächen der Auflager des Innengehäuses reibungsarme Zwischenlagen oder Beschichtungen vorsehen. Auch durch Verwendung von Pendelstützen mit sehr geringen Höhenänderungen beim Pendeln lassen sich die Verstellkräfte klein halten.

Das vorliegende Prinzip, eine Verschiebung gewünschter Grösse eines thermisch beanspruchten Gehäuses gegenüber einem anderen Bauteil von der thermischen Längenänderung einer Abmessung dieses Gehäuses selbst abzuleiten, ist auch auf andere Fälle anwendbar, bei denen Wärmedehnungen andernfalls die Funktion einer Maschine beeinträchtigen oder zunichte machen würden.

Die Anlenkpunkte 23 und 26 am Innengehäuse für den Dehnungshebel und Drehpunkt des Schiebehebels wird man normalerweise am Innengehäuseunterteil in einer horizontalen Ebene vorsehen. Falls dies aus irgendwelchen Gründen nicht möglich ist oder unpraktisch wäre, könnten diese Anlenkpunkte auch am Innengehäuseoberteil oder der eine unten und der andere oben vorgesehen sein und daher auch in einer geneigten Ebene liegen.

Patentansprüche

1. Mehrgehäusedampfturbosatz, mit einer Hochdruckteilturbine, einer Mitteldruckteilturbine (1) und mindestens einer Niederdruckteilturbine (2, 3), welche Niederdruckteilturbinen zweigehäusig mit je einem Aussengehäuse (9, 10) und einem innerhalb desselben und gegenüber diesem verschieblich gelagerten Innengehäuse (11, 12) ausgeführt sind, wobei die Läufer (16, 17) aller Teilturbinen (1, 2, 3) auf einem gemeinsamen Wellenstrang (4) sitzen, der an einem zwischen der Mitteldruckteilturbine (1) und der Hochdruckteilturbine angeordneten Axiallager (6) axial nach beiden Richtungen fixiert ist, dadurch gekennzeichnet, dass zur Aufrechterhaltung der Axialspiele zwischen den Leitbeschaukelungen und den Laufbeschaukelungen der Teilturbinen (2, 3) bei Betriebstemperatur beidseitig der Innengehäuse (11, 12) je ein Hebelpaar (18, 19) vorgesehen ist, mit einem zweiarmigen Schiebehebel

(20, 27) und einem an diesen über eine Achse (24) angelenkten einarmigen Dehnungshebel (22, 29), wobei das andere Ende des Schiebehebels (20, 27) an einem aussengehäusefesten Lagerbock (21, 28) und das andere Ende des Dehnungshebels (22, 29) an einem innengehäusefesten Lagerzapfen (23) angelenkt ist, und dass der Schiebehebel (20, 27) zwischen seinen Anlenkpunkten am Lagerbock (21, 28) und am Dehnungshebel (22) mit einem Langloch (25) in einem innengehäusefesten Lagerzapfen (26) eingreift, dessen Achse den Schiebehebel in seine Hebelarme (a, b) unterteilt, wobei eine im Betrieb durch die Wärmedehnung verursachte Verlängerung Δl des Abstandes (l) zwischen den beiden innengehäusefesten Lagerzapfen (23, 26) über den Dehnungshebel (22, 29) und über den Schiebehebel (20, 27) eine Verschiebung Δx des Innengehäuses (11, 12) gegenüber den aussengehäusefesten Lagerböcken (21, 28) erzeugt.

Claims

1. Multi-cylinder steam turbine set with a high pressure partial turbine, a medium pressure partial turbine (1) and at least one low pressure partial turbine (2, 3), which low pressure partial turbines have a double casing design with an outer casing (9, 10) each and an inner casing (11, 12) each supported within the outer casing and supported so that it can be displaced relative to it, the rotors (16, 17) of all the partial turbines (1, 2, 3) being seated on common shafting (4) which is axially located in both directions at a thrust bearing (6) located between the medium pressure partial turbine (1) and the high pressure partial turbine, characterised in that a lever pair (18, 19) is provided on each side of the inner casing (11, 12) to maintain the axial clearances between the stator blading and the rotor blading of the partial turbines (2, 3) at operating temperature, the lever pair having a two-arm displacement lever (20, 27) and a single-arm expansion lever (22, 29) hinged on the displacement lever by means of a pin (24), the other end of the displacement lever (20, 27) being hinged on a bearing block (21, 28) fixed relative to the outer casing and the other end of the expansion lever (22, 29) being hinged on a bearing trunnion (23) fixed relative to the inner casing, and in that the displacement lever (20, 27) engages between its hinge points on the bearing block (21, 28) and on the expansion lever (22) by means of an elongated hole (25) with a bearing trunnion (26) fixed relative to the inner casing, the axis of this bearing trunnion subdividing the displacement lever into its lever arms (a, b), thus generating a displacement Δx , by means of the

expansion lever (22, 29) and the displacement lever (20, 27), of the inner casing (11, 12) relative to the bearing blocks (21, 28) fixed relative to the outer casing by means of an extension Δl , caused by the thermal expansion occurring in operation, of the distance (l) between the two bearing trunnions (23, 26) fixed relative to the inner casings.

Revendications

1. Turbogénérateur à vapeur à plusieurs cylindres avec un étage de turbine à haute pression, un étage de turbine à moyenne pression (1) et au moins un étage de turbine à basse pression (2, 3), étages de turbine à basse pression qui sont à deux cylindres avec chacun un cylindre extérieur (9, 10) et un cylindre intérieur (11, 12) monté à l'intérieur de celui-ci et mobile par rapport à celui-ci, les rotors (16, 17) de tous les étages de turbine (1, 2, 3) étant montés sur une ligne d'arbre (4) commune, qui est axialement fixée dans les deux sens dans un palier axial (6) disposé entre l'étage de turbine à moyenne pression (1) et l'étage de turbine à haute pression, caractérisé en ce que, pour maintenir les jeux axiaux entre les aubages directeurs et les aubages mobiles des étages de turbine (2, 3) à la température de marche, il est prévu de part et d'autre de chacun des cylindres intérieurs (11, 12) une paire de leviers (18, 19) avec un levier glissant (20, 27) à deux bras et un levier de dilatation (22, 29) à un seul bras relié à celui-ci par un axe (24), l'autre extrémité du levier glissant (20, 27) étant articulée sur un support de palier (21, 28) fixé au cylindre extérieur et l'autre extrémité du levier de dilatation (22, 29) étant articulée sur un tourillon (23) fixé au cylindre intérieur, et en ce que le levier glissant (20, 27) est engagé, entre ses points d'articulation au support de palier (21, 28) et au levier de dilatation (22), par un trou allongé (25) sur un tourillon (26) fixé à un cylindre intérieur, dont l'axe divise le levier glissant en ses bras de levier (a, b), un allongement Δl de la distance (l) entre les deux tourillons (23, 26) fixés au cylindre intérieur, provoqué par la dilatation thermique en service, produisant, par l'intermédiaire du levier de dilatation (22, 29) et du levier glissant (20, 27), un déplacement Δx du cylindre intérieur (11, 12) par rapport aux supports de palier (21, 28) fixés au cylindre extérieur.



