

(19)



(11)

EP 1 600 627 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des
Hinweises auf die Patenterteilung:
02.07.2008 Patentblatt 2008/27

(51) Int Cl.:
F02M 59/46 (2006.01)

(21) Anmeldenummer: **05010378.7**

(22) Anmeldetag: **12.05.2005**

(54) **Steuerventil**

Control valve

Soupape de régulation

(84) Benannte Vertragsstaaten:
**AT BE BG CH CY CZ DE DK EE ES FI FR GB GR
HU IE IS IT LI LT LU MC NL PL PT RO SE SI SK TR**

(30) Priorität: **15.05.2004 DE 102004024215**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
30.11.2005 Patentblatt 2005/48

(73) Patentinhaber: **L'ORANGE GMBH
D-70435 Stuttgart (DE)**

(72) Erfinder:
• **Scheibe, Wolfgang, Dr.-Ing.**
71642 Ludwigsburg-Poppenweiler (DE)
• **Koch, Hans-Joachim**
72293 Glatten (DE)

(56) Entgegenhaltungen:
EP-A- 0 372 712 DE-A1- 10 131 617
DE-A1- 19 940 296 US-B1- 6 364 282
US-B1- 6 530 556

EP 1 600 627 B1

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents im Europäischen Patentblatt kann jedermann nach Maßgabe der Ausführungsordnung beim Europäischen Patentamt gegen dieses Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist. (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

Beschreibung

[0001] Es ist bekannt zur Steuerung von Einspritzinjektoren für Brennkraftmaschinen ein Steuerventil zu verwenden, das die Stellbewegungen des Ventilschließglieds steuert. Ein derartiges Steuerventil verfügt über einen hubbeweglichen, Steuerkolben, der zum Beispiel solenoid- oder piezobetätigt sein kann. Der Steuerkolben liegt mit einer Stirnseite im Bereich eines Schließkopfs in einem Druckraum, auf den ein gedrosselter, von einem Steuerraum des Ventilschließglieds ausgehender hochdruckseitiger Zulauf ausmündet, und von dem ein gedrosselter und durch den Steuerkolben gesteuerter Ablauf abgeht. Der Steuerraum des Ventilschließglieds steht in gedrosselter Verbindung mit einer Hochdruckleitung. Die Stellbewegungen des Steuerkolbens bewirken Druckänderungen in dem an das Ventilschließglied angrenzenden Steuerraum und entsprechende Kräfte auf die Rückseite des Ventilschließglieds. Ist der Ablauf des Druckraums geöffnet, wird der Druck im Druckraum abgebaut und gleichzeitig der auf die Rückseite des Ventilschließglieds wirkende Druck erniedrigt, was zum Öffnen des Ventilschließglieds führt. Wird der Ablauf durch den Schließkopf des Steuerkolbens wieder verschlossen, erhöht sich der Druck im Druckraum und zugleich in dem auf der Rückseite des Ventilschließglieds liegenden Steuerraum, was zum Schließen des Ventilschließglieds führt.

[0002] Ein solches Steuerventil ist beispielsweise in der US 5,934,643 dargestellt. Der Steuerkolben ist an einem einer Gehäusewand gegenüberliegenden Schließkopf mit einem Dichtrand ausgebildet, der, im Anschlag an der Gehäusewand befindlich, einen Druckraum gegen den Mündungsbereich eines Niederdruckanschlusses abdichtet. Der auf dem Umfang des Steuerkolbens gelegene Druckraum steht mit dem Hochdruckanschluss in Verbindung, der zu dem auf der Rückseite des Ventilschließglieds des Injektors liegenden Steuerraum führt, der seinerseits über eine gedrosselte Zuführung mit einem kraftstoffführenden Hochdruckkanal in Verbindung steht. Der auf der Stirnseite des Schließkopfs liegende Dichtrand besitzt in einer Ausgestaltung eine ebene ringförmige Anlagefläche, die sich auf der ebenen Gehäusewand abstützt. In einer anderen Ausgestaltung ist der Dichtrand mit einer Schneide ausgebildet. In dieser letzteren Ausführung wird der Niederdruckanschluss jedoch durch eine Innenbohrung des Steuerkolbens gebildet. Der Außendurchmesser des den Dichtrand tragenden Schließkopfs entspricht offensichtlich dem Führungsdurchmesser des Steuerkolbens. Bei derartigen Ausgestaltungen ergibt sich mit der Zeit eine Verringerung der Schließkraft mit der Folge einer verringerten Dichtwirkung, weil auf Grund des Verschleißes der Dichtkante der dichtende Durchmesser kleiner wird, was ein gänzliches Versagen aufgrund nicht mehr zum Schließen ausreichender Kräfte bewirken kann. Die Verringerung der Schließkraft ist dadurch bedingt, dass eine zusätzliche Fläche mit Kraftstoffdruck beaufschlagt

ist, wodurch entgegen der Schließrichtung wirkende Kräfte entstehen, die durch die Steuerventilfeder nicht ausgeglichen werden können.

[0003] In der US 6 364 282 B1 ist ein Steuerventil mit einem Schließkopfdurchmesser offenbart, der größer als der Führungsdurchmesser des Steuerkolbens ist, und die dadurch gebildete Durchmesserstufe liegt im Druckraum. Die Dichtkante (Fig. 9) ist mit zwei gegeneinander geneigten Fasen so ausgebildet, dass sie bei Verschleiß nach innen wandert, was zunehmend Kräfte entgegen der Schließrichtung zur Folge hat, mit dem Nachteil, dass die Dichtkräfte mit zunehmender Betriebsdauer abnehmen.

[0004] In der EP 0 372 712 A1 ist ein Steuerventil dargestellt mit einem bezüglich dem Führungsdurchmesser kleineren Dichtranddurchmesser. Weiterhin ist der Schließkopfdurchmesser größer als der Führungsdurchmesser und die dadurch gebildete Durchmesserstufe liegt im Druckraum. Zur Abdichtung dienen flächige Anlagen, die im Vergleich zu Anlagekanten den Nachteil haben, dass schon kleine Unebenheiten zu Undichtigkeiten führen.

[0005] In der DE 199 40 296 A1 und der DE 101 31 617 A1 sind Steuerventile mit kreisförmigem Verlauf eines Dichtrands dargestellt.

[0006] Der Erfindung liegt die Aufgabe zu Grunde, durch Erhöhung der Schließkraft eine zuverlässige Abdichtung auch bei längerer Betriebszeit und Verschleiß der Dichtkante zu gewährleisten.

[0007] Dieses Problem wird durch die im Patentanspruch 1 aufgeführten Merkmale gelöst. Der Schließkopfdurchmesser ist größer ausgeführt als der Führungsdurchmesser des Steuerkolbens, und die Durchmesserstufe, die dem Rücksprung vom Schließkopfdurchmesser auf den Führungsdurchmesser entspricht, ist im Druckraum angeordnet. Dadurch wirkt der im Druckraum anliegende Druck auf die Durchmesserstufe, wodurch eine Kraft in Schließrichtung zusätzlich zur Schließkraft einer Steuerventilfeder erzeugt wird. Voraussetzung ist, dass der dichtende Durchmesser größer als der Führungsdurchmesser ist, was bei einem Schließkopfdurchmesser, wie beschrieben, realisierbar ist. Im Weiteren ist die Stirnfläche des Schließkopfs mit zwei gegeneinander geneigten Fasen ausgebildet, die eine gegenüber der Stirnfläche vorstehende Schneide bilden. Erfindungsgemäß sind die von Tangenten in der Schneide an die Fasen und von der den Anschlag bildenden Gehäusewand eingeschlossenen Winkel α und β und/oder die Form der Fasen derart gewählt, dass sich auf Grund des Verschleißes eine Vergrößerung des dichtenden Durchmessers ergibt. Dadurch wird einer Verkleinerung der Schließkräfte im Betrieb entgegengewirkt.

[0008] Vorteilhafte Ausgestaltungen der Erfindung sind in den Unteransprüchen angegeben.

[0009] Die Ausgestaltung des Dichtrands nach Anspruch 2 mit halbkreisförmigen Verlauf ist besonders günstig im Hinblick auf das Strömungsverhalten und die Vermeidung von Kavitation. Zugleich verspricht diese

Ausbildung einen hohen Widerstand gegen Verschleiß bzw. plastische Verformung, weil durch eine große Materialansammlung in der Umgebung unmittelbar vor und hinter der Dichtlinie eine hohe mechanische Festigkeit besteht.

[0010] Gemäß den Unteransprüchen 3 bis 6 weist der Dichtrand eine scharf begrenzte Anlagekante, eine Schneide auf, die aus zwei gegeneinander geneigten Fasen gebildet wird. Die Fasen können dabei aus geraden Abschnitten oder konvexen Abschnitten ausgebildet sein. Konvexe Abschnitte begünstigen das Ein- und Ausströmverhalten und helfen dadurch Kavitation zu vermeiden. Günstigere Durchflussbeiwerte, die dadurch erreicht werden, bieten außerdem die Möglichkeit, den erforderlichen Hub zu verkleinern.

[0011] Gemäß Anspruch 7 beträgt der zwischen den Tangenten an die Fasen in der Schneide eingeschlossene Winkel 90° oder mehr aber weniger als 180° , vorzugsweise 140° bis 179° . Dadurch wird eine scharf begrenzte Anlageschneide gebildet. Andererseits ist die vor und hinter der Schneide liegende Materialansammlung bei diesen relativ großen Winkeln groß genug, um auch hohe Aufschlagkräfte ohne starke plastische Verformungen des vor und hinter der Schneide liegenden Materials aufnehmen zu können.

[0012] Gemäß den Ansprüchen 8 und 9 betragen die von den Tangenten an die Fasen in der Schneide und von der den Anschlag bildenden Gehäusewand eingeschlossenen Winkel zwischen $0,5^\circ$ und 20° . Aufgrund des relativ flachen Verlaufs beider Fasen ergibt sich wiederum der Vorteil eines geringen Verschleißes bzw. geringer bleibender Verformungen der den dichtenden Durchmesser darstellenden Schneide. Denn die vor und hinter der Schneide liegende große Materialansammlung bewirkt eine hohe Festigkeit. Dadurch wird eine Verlagerung des dichtenden Durchmessers verringert, so dass die Veränderung der Schließkräfte im Betrieb ebenfalls minimiert wird.

[0013] Durch die Verwendung von gegenüber dem dichtenden Durchmesser außen liegenden Fasen wird ein definierter Spalt gebildet, in dem der Kraftstoffdruck anliegt. Durch Variation der Breite der Fase bzw. des dichtenden Durchmessers kann die an der Durchmesserstufe nach Anspruch 1 in Schließrichtung wirkende Kraft nach Bedarf mehr oder weniger kompensiert werden. Damit besteht eine einfache Möglichkeit, die von der Steuerventilfeder aufzubringende erforderliche Schließkraft durch entsprechende Dimensionierung der Fase anzupassen.

Die Verwendung einer außen liegenden Fase hat auch den Vorteil, dass die Möglichkeit besteht, die Auswirkung des zu erwartenden Verschleißes auf den dichtenden Durchmesser durch eine günstige Wahl der Fasenwinkelkombination so zu beeinflussen, dass sich im Betrieb durch Verschleiß eine Vergrößerung des dichtenden Durchmessers ergibt, was gleichbedeutend einer Erhöhung der Schließkräfte ist. Dieses Ergebnis wird erzielt, wenn die außenliegende Fase nach Anspruch 10 sehr

flach und die innen liegende Fase etwas steiler ($\alpha < \beta$) verläuft. Bei einer Abflachung der Schneide durch plastische Verformung gelangen nämlich zunächst die außen liegenden Fasenabschnitte mit geringerem lichter Abstand zur Anlagefläche in Kontakt mit der Anlagefläche der den Dichtsitz bildenden Gehäusewand.

[0014] Der Dichtrand liegt nach Anspruch 11 vorzugsweise auf einem Durchmesser, der dem Führungsdurchmesser entspricht oder größer ist. Die Wahl des geeigneten Durchmessers wird durch die durch die Steuerventilfeder und die Druckkräfte erzielbaren Schließkräfte festgelegt. Mit der Wahl des Dichtranddurchmessers werden zugleich auch die Fasenbreiten und damit die auf den Steuerkolben wirkenden Druckkräfte festgelegt.

[0015] Gemäß Anspruch 12 kann der Dichtrand auch auf einem Durchmesser liegen, der kleiner als der Führungsdurchmesser ist.

[0016] Ein Ausführungsbeispiel der Erfindung ist in der Zeichnung dargestellt und wird im Folgenden näher beschrieben.

Es zeigen:

[0017]

Fig. 1 eine Querschnittsansicht eines Injektors mit einem Steuerventil zur Steuerung des Ventilschließglieds;

Fig. 2 die Ausführung eines Steuerventils mit einem Steuerkolben nach dem Stand der Technik gemäß Figur 2a, wobei Figur 2b ein Detail der Figur 2a darstellt;

Fig. 3 eine schematische Darstellung eines Steuerventils nach der Erfindung;

Fig. 4 stellt, bestehend aus den Teilfiguren 4a bis 4d, verschiedene Ausführungsformen des erfindungsgemäßen Ventilschließkopfs des Steuerventils dar.

[0018] Bei dem in Figur 1 im Längsschnitt dargestellten Injektor dient ein Steuerventil 1, das mit einem Steuerkolben 2 ausgebildet ist, zur Steuerung der Öffnungs- und Schließbewegungen des Ventilschließglieds 20. Der Steuerraum 19 steht über eine Drossel mit einem Hochdruckkanal in Verbindung, der unter Druck stehenden Kraftstoff enthält.

[0019] Durch das Steuerventil 1 kann der Steuerraum 19 druckentlastet werden, um eine Hubbewegung des Ventilschließglieds 20 auszulösen, das dadurch von seinem Ventilsitz 23 abhebt. Die Druckentlastung des Steuerraums 19 wird durch den Steuerkolben 2 des Steuerventils 1 gesteuert. Der Steuerkolben 2 ist mit einem Stellantrieb, zum Beispiel einem Anker eines nicht weiter dargestellten Magnetventils verbunden. Durch Bestromung des Magnetventils hebt der Steuerkolben 2 gegen die

Kraft der Steuerventilfeder 24 von seinem Sitz ab und gibt dadurch einen Niederdruckanschluss 16 frei. Mit der Freigabe des Niederdruckanschlusses 16 fällt der Druck in einem Druckraum 12, der über einen Hochdruckanschluss 15 mit dem Steuerraum in Verbindung steht. Nach dem Bestromungsende drückt die Steuerventilfeder 24 den Steuerkolben 2 wieder dichtend an die Ventilplatte 14 an, die eine Gehäusewand 13 des Druckraums 12 darstellt. Der Druck im Druckraum 12 und Steuerraum 19 steigt und damit die am Ventilschließglied 20 in Schließrichtung wirkende Kraft.

[0020] In der Figur 2, die aus den Figuren 2a und 2b besteht, ist der Steuerkolben 2 des Steuerventils 1 im Bereich des Dichtsitzes dargestellt. Der Steuerkolben 2 wird in einer Bohrung 3 längsbeweglich geführt. Die Bohrung 3 befindet sich im Steuerventilgehäuse 11. Der Steuerkolben 2 liegt mit einem Teilbereich der Stirnfläche 10 auf der Ventilplatte 14 an und überdeckt dichtend den Niederdruckanschluss 16. In der dargestellten Stellung verhindert der Steuerkolben 2 den Übertritt von über einen Hochdruckanschluss 16 in den Druckraum 12 geführtem Kraftstoff zum Niederdruckanschluss.

[0021] Figur 2b zeigt das in Figur 2a eingekreiste Detail. Nach einer gewissen Betriebsdauer bildet sich durch plastische Verformung in Folge des Aufschlagimpulses oder durch sonstigen Verschleiß, beispielsweise Kavitationserosion, ein Spalt, so dass die tatsächliche Dichtzone 5 nach innen wandert. Da sich damit auch der dichtende Durchmesser nach innen verlagert, entsteht durch den im Spalt wirkenden Kraftstoffdruck eine gegen die Steuerventilfeder 24 gerichtete Druckkraft, welche den Steuerkolben 2 anheben will. Dadurch wird die Dichtkraft geringer, die Dichtsitzleckage steigt mit unzulässiger Änderung der Steuerzeiten und im Extremfall wird der Steuerkolben 2 sogar ganz angehoben, was zum Versagen des Steuerventils 1 führt.

[0022] Figur 3 zeigt ein Steuerventil 1, das mit einem erfindungsgemäßen Steuerkolben 2 ausgebildet ist, dessen Schließkopf 4 mit einem Schließkopfdurchmesser 6 ausgebildet ist, der größer ist als der Führungsdurchmesser 7, auf dem der Steuerkolben 2 in der Bohrung 3 geführt ist. Die Durchmesserstufe 27, die dem Rücksprung vom Schließkopfdurchmesser 6 auf den Führungsdurchmesser 7 entspricht, liegt im Druckraum 12. Durch die an der Durchmesserstufe 27 angreifenden Druckkräfte wird die Dichtkraft erhöht. Voraussetzung ist, dass der Dichtrand 5 auf einem größeren Durchmesser liegt als der Führungsdurchmesser 7. Bei der Wahl des Dichtranddurchmessers 5 ist natürlich darauf zu achten, dass die vom Magneten des Magnetventils aufzubringenden Anzugskräfte die von der Steuerventilfeder 24 und den an der Durchmesserstufe 27 wirkenden Druckkräften übersteigen können. Der dichtende Durchmesser wird von der Gehäusewand 13 der Ventilplatte 14 und einer die Stirnfläche 10 überragenden Schneide des Schließkopfs 4 gebildet, die durch zwei gegeneinander geneigte Fasen 8 und 9 dargestellt wird. Die außenliegende Fase 8 ist dabei dem im Druckraum 12 herrschen-

den Kraftstoffdruck ausgesetzt, so dass hier in Öffnungsrichtung wirkende Druckkräfte wirken, die den an der Durchmesserstufe 27 wirkenden Druckkräften entgegengesetzt sind. Durch die Fasenbreite der äußeren Fase lassen sich somit variabel, ohne die Steuerventilfeder 24 zu ändern, unterschiedliche Dichtkräfte realisieren.

[0023] Des weiteren kann durch unterschiedliche Fasenwinkelkombinationen und Fasenformen bestimmt werden, ob sich der dichtende Durchmesser im Betrieb durch plastische Verformung oder sonstige Verschleißerscheinungen der Dichtschneide vergrößert oder verkleinert. Der Dichtrand 5 bzw. die dichtende Schneide wird durch zwei gegeneinander geneigte Fasen ausgebildet, eine außenliegende Fase 8 und eine innenliegende Fase 9. Die Tangenten 25 und 26 an die Fasen 9 und 10 in der Schneide bilden mit der Gehäusewand 12 einen Winkel α und einen Winkel β . Die derart gebildeten Winkel liegen vorzugsweise im Bereich zwischen $0,5^\circ$ und 20° . Grundsätzlich sind aber auch beliebige andere Winkel denkbar. Der Winkel zwischen den Tangenten ergibt sich vorzugsweise zu 179 bis 140 Grad, also einem relativ stumpfen Winkel. Dieser relativ stumpfe Winkel hat den Vorteil, dass einerseits eine scharf begrenzte Schneide mit einer Dichtlinie gebildet wird, die den dichtenden Durchmesser definiert. Die vor und hinter der Schneide liegende Materialansammlung ist aber auch groß genug, dass eine hohe Festigkeit erzielt wird, so dass die Abplattung der Schneide im Betrieb durch plastische Verformung minimiert wird.

[0024] Die Winkel α und β können gleich groß gewählt werden. Durch unterschiedliche Wahl der Winkel kann jedoch eine Verlagerungsrichtung des dichtenden Durchmessers festgelegt werden. Es ist davon auszugehen, dass der dichtende Durchmesser sich in Richtung der flacheren Fase verlagert, da der lichte Abstand zwischen Fase und Gehäusewandanschlag dort geringer ist und bei einer plastischen Abplattung der Schneide die flacheren Fasenabschnitte zuerst in Anlage gelangen. Wenn also eine Vergrößerung des dichtenden Durchmessers im Betrieb erzielt werden soll, wird der Winkel α an der äußeren Fase kleiner als der Winkel β an der inneren Fase zu wählen sein. Dadurch erhöht sich im Laufe der Zeit die Dichtkraft, da die an der Durchmesserstufe 27 wirkende Druckkraft in geringerem Maße kompensiert wird. Umgekehrt wird sich dagegen eine Verringerung des dichtenden Durchmessers ergeben, wenn die innere Fase mit einem kleineren Winkel β ausgebildet wird als der Winkel α der äußeren Fase beträgt.

[0025] Die Verlagerung des dichtenden Durchmessers kann aber auch noch von anderen Faktoren abhängen. Es ist denkbar, dass die Verlagerung des dichtenden Durchmessers aufgrund anderer Einflussfaktoren umgekehrt zu oben beschriebener Richtung verläuft. Entscheidend ist offensichtlich, wie groß die Stützung der Fase durch das davor und dahinter anschließende Werkstoffmaterial ist. Dabei kann auch die Form der Fase eine Rolle spielen.

[0026] Die Fasen können nicht nur mit geraden Ab-

schnitten, sondern auch mit einem Radius ausgebildet sein, wie die Figuren 4a, 4b und 4d zeigen. Bei der Ausbildung nach Figur 4a ist die außenliegende Fase konvex gekrümmt und die innere Fase besitzt einen geraden Abschnitt. Bei der Ausbildung nach Figur 4b ist die außenliegende Fase mit einem geraden Abschnitt und die innenliegende Fase 9 mit einem konvexen Abschnitt ausgebildet. Bei der Ausbildung nach Figur 4c werden die Fasen von zwei geraden Abschnitten gebildet. Bei der Ausbildung nach Figur 4d der Dichtrand 5 halbkreisförmig im Querschnitt.

Bezugszeichenliste

[0027]

1	Steuerventil
2	Steuerkolben
3	Bohrung
4	Schließkopf
5	Dichtrand
6	Schließkopfdurchmesser
7	Führungsdurchmesser
8	Fase, außen
9	Fase, innen
10	Stirnfläche
11	Steuerventilgehäuse
12	Druckraum
13	Gehäusewand
14	Ventilplatte
15	Hochdruckanschluss
16	Niederdruckanschluss
17	Mündung
18	Hochdruckkanal
19	Steuerraum
20	Ventilschließglied
21 22	Ventilfeder
23	Ventilsitz
24	Steuerventilfeder
25	Tangente, innen
26	Tangente, außen
27	Durchmesserstufe

Patentansprüche

1. Steuerventil (1), mit einem Druckraum (12), der einen Hochdruckanschluss (15) und einen Niederdruckanschluss (16) besitzt, wobei die Mündung (17) des Niederdruckanschlusses (16) in einer den Druckraum (12) begrenzenden, dem Schließkopf (4) eines in einer Bohrung (3) axial verschieblich geführten, durch eine Steuerventilfeder (24) in Schließrichtung belasteten Steuerkolbens (2) gegenüberliegenden Gehäusewand (13) angeordnet ist, die einen Anschlag für den Schließkopf (4) bildet, wobei der Schließkopf (4) eine Stirnfläche (10) mit einem Dichtrand (5) besitzt, mit dem der Schließkopf (4) an der

Gehäusewand (13) anliegt und den Mündungsbe-
reich (17) des Niederdruckanschlusses (16) unter
Bildung einer Dichtgrenze dichtend überdeckt, und
wobei der Schließkopf (4) unter Aufhebung der
Dichtgrenze in eine von der Gehäusewand (13) ab-
gehobene Stellung versetzbar ist, wobei der
Schließkopfdurchmesser (6) größer ist als der Füh-
rungsdurchmesser (7) des Steuerkolbens (2), wobei
ferner die Durchmesserstufe (27), die dem Rück-
sprung vom Schließkopfdurchmesser (6) auf den
Führungsdurchmesser (7) entspricht, im Druckraum
(12) liegt, und wobei die Stirnfläche (10) des
Schließkopfs (4) mit zwei gegeneinander geneigten
Fasen (8, 9) ausgebildet ist, die eine gegenüber der
Stirnfläche (10) vorstehende Schneide bilden,
dadurch gekennzeichnet,
dass die von Tangenten (25, 26) in der Schneide an
die Fasen (8, 9) und von der den Anschlag bildenden
Gehäusewand (12) eingeschlossenen Winkel α und
 β und/oder die Form der Fasen derart gewählt sind,
dass sich auf Grund des Verschleißes eine Vergrö-
ßerung des dichtenden Durchmessers ergibt.

2. Steuerventil nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet,
dass der Dichtrand (5) einen halbkreisförmigen Ver-
lauf besitzt.

3. Steuerventil nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet,
dass die Fasen (8, 9) aus geraden Abschnitten ge-
bildet sind.

4. Steuerventil nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet,
dass die Fasen (8, 9) aus einem geraden, radial in-
nen liegenden und einem konvexen, radial außen
liegenden Abschnitt gebildet sind.

5. Steuerventil nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet,
dass die Fasen (8, 9) aus einem geraden, radial au-
ßen liegenden und einem konvexen, radial innen lie-
genden Abschnitt gebildet sind.

6. Steuerventil nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet,
dass die Fasen (8, 9) aus zwei konvexen Abschnit-
ten gebildet sind.

7. Steuerventil nach einem der Ansprüche 1 bis 6,
dadurch gekennzeichnet,
dass der zwischen den Tangenten (25, 26) an die
Fasen (8, 9) in der Schneide eingeschlossene Win-
kel 90 Grad oder mehr, aber weniger als 180 Grad,
vorzugsweise zwischen 140 und 179 Grad beträgt.

8. Steuerventil nach einem der Ansprüche 1 bis 7,

dadurch gekennzeichnet,

dass der von der Tangente (26) an die außen liegende Fase (8) in der Schneide und von der den Anschlag bildenden Gehäusewand (12) eingeschlossene Winkel α zwischen 0,5 Grad und 20 Grad beträgt.

9. Steuerventil nach einem der Ansprüche 1 bis 8,

dadurch gekennzeichnet,

dass der von einer Tangente (25) an die innen liegende Fase (9) in der Schneide und von der den Anschlag bildenden Gehäusewand (12) eingeschlossene Winkel β zwischen 0,5 Grad und 20 Grad beträgt.

10. Steuerventil nach Anspruch 9,

dadurch gekennzeichnet,

dass der Winkel α (27) kleiner als der Winkel β (28) ist.

11. Steuerventil nach einem der Ansprüche 1 bis 10,

dadurch gekennzeichnet,

dass der Dichtrand (5) auf einem Durchmesser liegt, der dem Führungsdurchmesser (7) entspricht oder größer ist.

12. Steuerventil nach einem der Ansprüche 1 bis 10,

dadurch gekennzeichnet,

dass der Dichtrand (5) auf einem Durchmesser liegt, der kleiner als der Führungsdurchmesser (7) ist.

Claims

1. Control valve (1), with a pressure space (12) which possesses a high-pressure connection (15) and a low-pressure connection (16), the issue (17) of the low-pressure connection (16) being arranged in a housing wall (13) which delimits the pressure space (12) and lies opposite the closing head (4) of a control piston (2) guided axially displaceably in a bore (3) and loaded in the closing direction by a control-valve spring (24) and which forms a stop for the closing head (4), the closing head (4) possessing an end face (10) with a sealing edge (5), with which the closing head (4) bears against the housing wall (13) and sealingly covers the issue region (17) of the low-pressure connection (16) so as to form a sealing limit, and the closing head (4) being capable of being shifted, at the same time cancelling the sealing limit, into a position lifted off from the housing wall (13), the closing-head diameter (6) being larger than the guide diameter (7) of the control piston (2), furthermore the diameter step (27) which corresponds to the setback from the closing-head diameter (6) to the guide diameter (7) lying in the pressure space (12), and the end face (10) of the closing head (4) being designed with two chamfers (8, 9) which are inclined relative

to one another and which form a knife edge projecting with respect to the end face (10), **characterized in that** the angles α and β formed by tangents (25, 26) in the knife edge to the chamfers (8, 9) and by the housing wall (12) forming the stop and/or the shape of the chamfers are selected in such a way that an enlargement of the sealing diameter occurs on account of the wear.

2. Control valve according to Claim 1, **characterized in that** the sealing edge (5) possesses a semicircular profile.

3. Control valve according to Claim 1, **characterized in that** the chamfers (8, 9) are formed from straight portions.

4. Control valve according to Claim 1, **characterized in that** the chamfers (8, 9) are formed from a straight radially inner portion and a convex radially outer portion.

5. Control valve according to Claim 1, **characterized in that** the chamfers (8, 9) are formed from a straight radially outer portion and a convex radially inner portion.

6. Control valve according to Claim 1, **characterized in that** the chamfers (8, 9) are formed from two convex portions.

7. Control valve according to one of Claims 1 to 6, **characterized in that** the angle formed between the tangents (25, 26) to the chamfers (8, 9) in the knife edge amounts to 90 degrees or more, but to less than 180 degrees, preferably to between 140 and 179 degrees.

8. Control valve according to one of Claims 1 to 7, **characterized in that** the angle α formed by the tangent (26) to the outer chamfer (8) in the knife edge and by the housing wall (12) forming the stop amounts to between 0.5 degrees and 20 degrees.

9. Control valve according to one of Claims 1 to 8, **characterized in that** the angle β formed by the tangent (25) to the inner chamfer (9) in the knife edge and by the housing wall (12) forming the stop amounts to between 0.5 degrees and 20 degrees.

10. Control valve according to Claim 9, **characterized in that** the angle α (27) is smaller than the angle β (28).

11. Control valve according to one of Claims 1 to 10, **characterized in that** the sealing edge (5) lies on a diameter which corresponds to or is larger than the guide diameter (7).

12. Control valve according to one of Claims 1 to 10, **characterized in that** the sealing edge (5) lies on a diameter which is smaller than the guide diameter (7).

Revendications

1. Soupape de régulation (1), comprenant un espace de pression (12) qui possède un raccord haute pression (15) et un raccord basse pression (16), l'embouchure (17) du raccord basse pression (16) étant disposée dans une paroi de boîtier (13) délimitant l'espace de pression (12), opposée à la tête de fermeture (4) d'un piston de régulation (2) guidé en translation axiale dans un alésage (3) et sollicité par un ressort de soupape de régulation (24) dans le sens de fermeture, cette paroi de boîtier (13) formant une butée pour la tête de fermeture (4), la tête de fermeture (4) possédant une surface frontale (10) avec un bord d'étanchéité (5) avec lequel la tête de fermeture (4) s'applique contre la paroi de boîtier (13) et recouvre hermétiquement la région d'embouchure (17) du raccord basse pression (16) en formant une limite d'étanchéité, la tête de fermeture (4) pouvant être décalée dans une position soulevée de la paroi de boîtier (13) en levant la limite d'étanchéité, le diamètre de la tête de fermeture (6) étant supérieur au diamètre de guidage (7) du piston de régulation (2), et en outre l'étagement du diamètre (27), qui correspond au retrait du diamètre de la tête de fermeture (6) sur le diamètre de guidage (7), se trouvant dans l'espace de pression (12), la surface frontale (10) de la tête de fermeture (4) étant réalisée avec deux biseaux inclinés l'un vers l'autre (8, 9), qui forment une arête saillant par rapport à la surface frontale (10),
caractérisée en ce que
les angles α et β formés par les tangentes (25, 26) aux biseaux (8, 9) au niveau de l'arête et par la paroi de boîtier (13) formant la butée et/ou la forme des biseaux sont choisis de telle sorte que l'on obtienne une augmentation du diamètre d'étanchéité en raison de l'usure.
2. Soupape de régulation selon la revendication 1, **caractérisée en ce que**
le bord d'étanchéité (5) possède une allure en forme de demi-cercle.
3. Soupape de régulation selon la revendication 1, **caractérisée en ce que**
les biseaux (8, 9) sont formés par des portions droites.
4. Soupape de régulation selon la revendication 1, **caractérisée en ce que**
les biseaux (8, 9) sont formés par une portion droite

située radialement vers l'intérieur et par une portion convexe située radialement vers l'extérieur.

5. Soupape de régulation selon la revendication 1, **caractérisée en ce que**
les biseaux (8, 9) sont formés par une portion droite située radialement vers l'extérieur et par une portion convexe située radialement vers l'intérieur.
6. Soupape de régulation selon la revendication 1, **caractérisée en ce que**
les biseaux (8, 9) sont formés par deux portions convexes.
7. Soupape de régulation selon l'une quelconque des revendications 1 à 6, **caractérisée en ce que**
l'angle formé entre les tangentes (25, 26) aux biseaux (8, 9) au niveau de l'arête mesure 90 degrés ou plus, mais moins de 180 degrés, de préférence est compris entre 140 et 179 degrés.
8. Soupape de régulation selon l'une quelconque des revendications 1 à 7, **caractérisée en ce que**
l'angle α formé par la tangente (26) au biseau extérieur (8) au niveau de l'arête et par la paroi de boîtier (13) formant la butée est compris entre 0,5 degré et 20 degrés.
9. Soupape de régulation selon l'une quelconque des revendications 1 à 8, **caractérisée en ce que**
l'angle β formé par une tangente (25) au biseau intérieur (9) au niveau de l'arête et par la paroi de boîtier (13) formant la butée est compris entre 0,5 degrés et 20 degrés.
10. Soupape de régulation selon la revendication 9, **caractérisée en ce que**
l'angle α (27) est inférieur à l'angle β (28).
11. Soupape de régulation selon l'une quelconque des revendications 1 à 10, **caractérisée en ce que**
le bord d'étanchéité (5) se situe sur un diamètre qui correspond ou qui est supérieur au diamètre de guidage (7).
12. Soupape de régulation selon l'une quelconque des revendications 1 à 10, **caractérisée en ce que**
le bord d'étanchéité (5) se situe sur un diamètre qui est inférieur au diamètre de guidage (7).

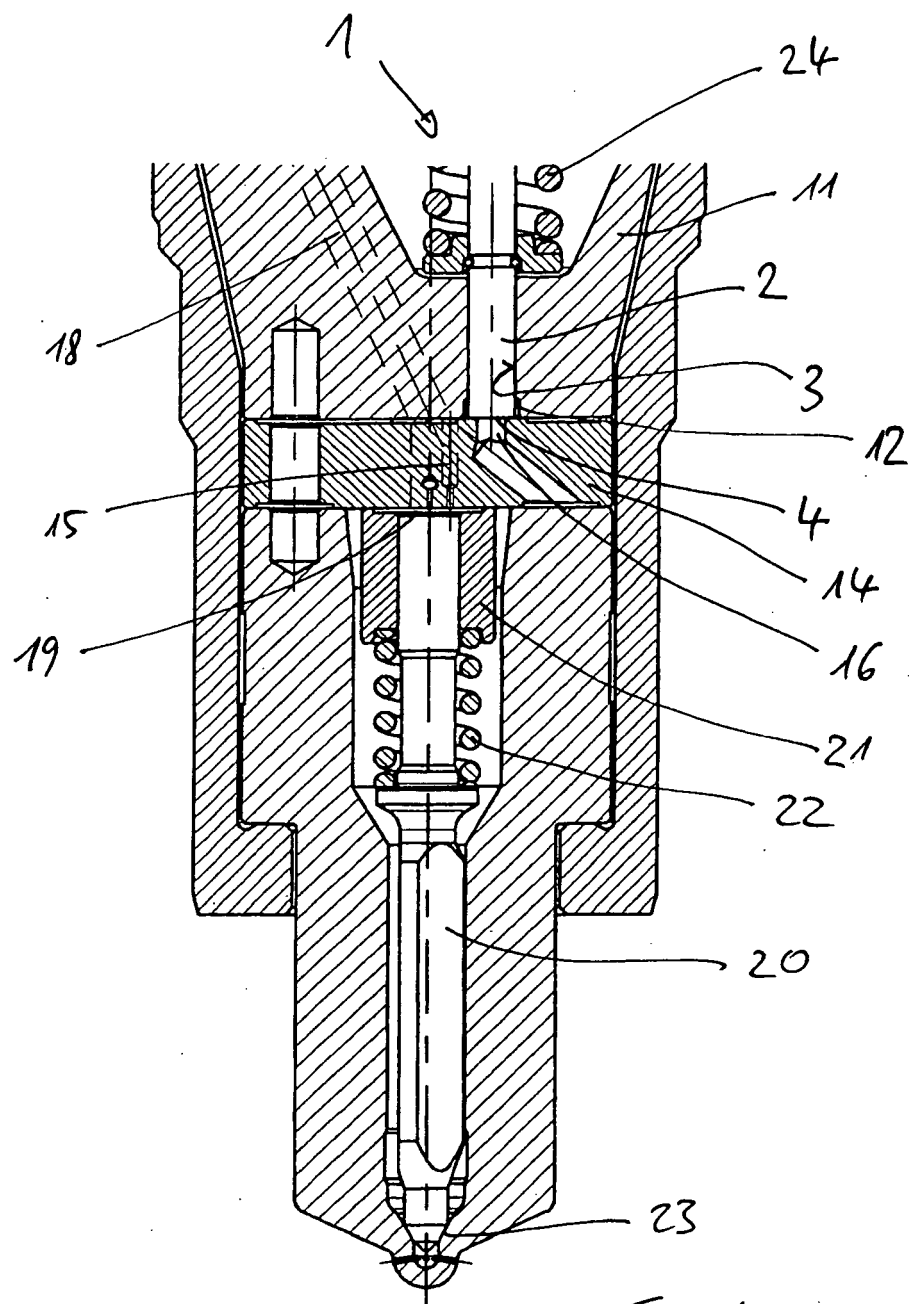
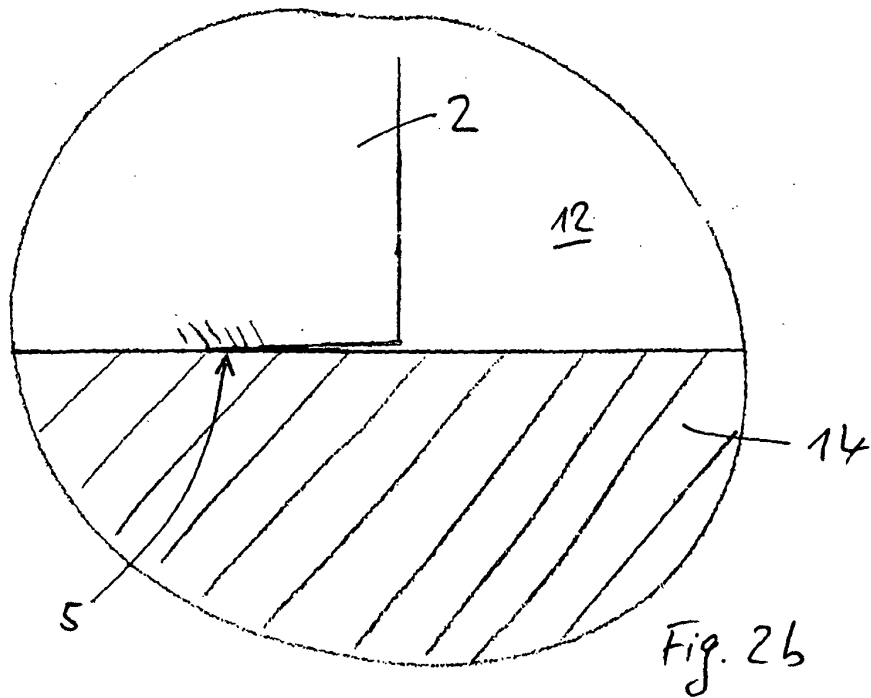
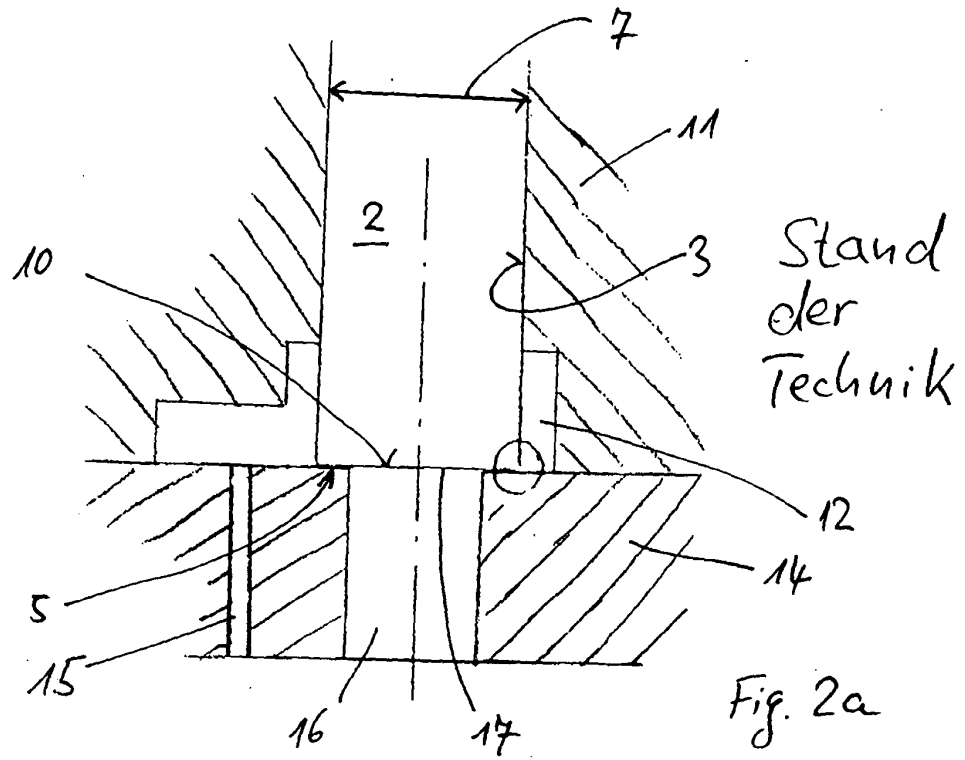
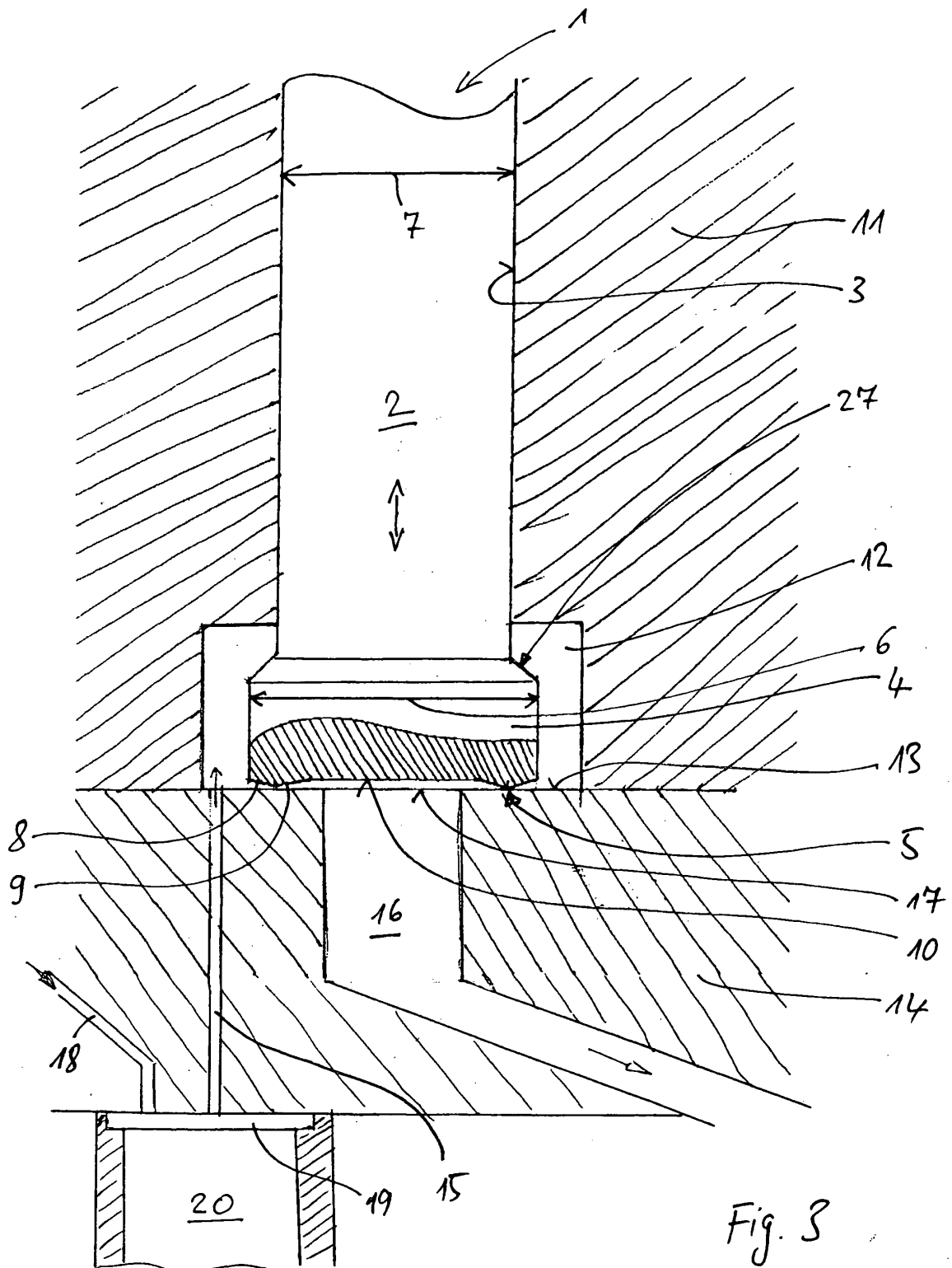


Fig. 1





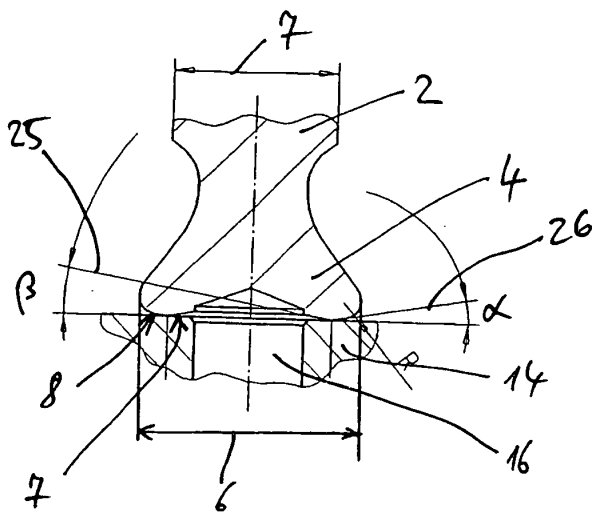


Fig. 4a

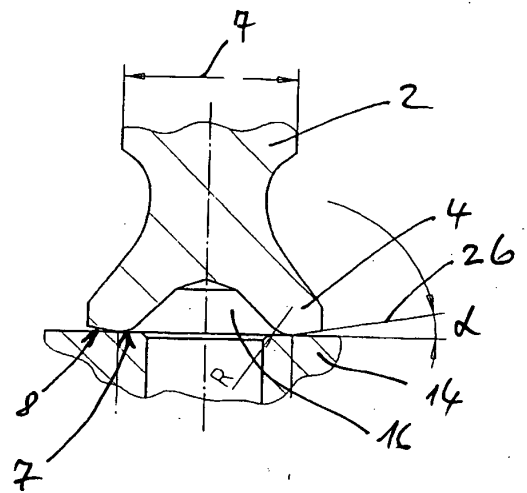


Fig. 4b

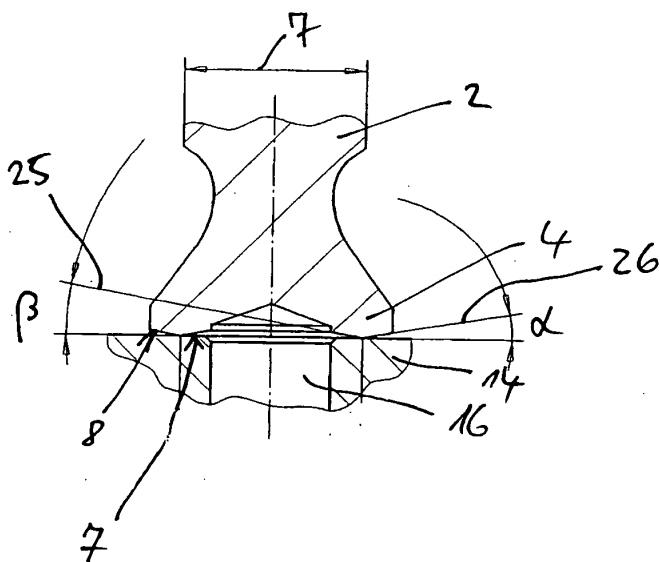


Fig. 4c

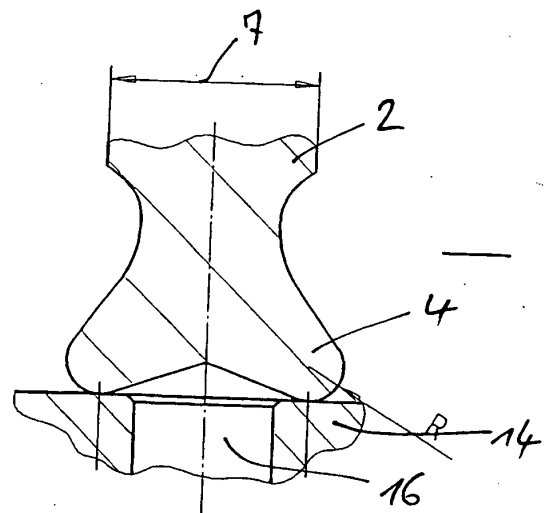


Fig. 4d

IN DER BESCHREIBUNG AUFGEFÜHRTE DOKUMENTE

Diese Liste der vom Anmelder aufgeführten Dokumente wurde ausschließlich zur Information des Lesers aufgenommen und ist nicht Bestandteil des europäischen Patentdokumentes. Sie wurde mit größter Sorgfalt zusammengestellt; das EPA übernimmt jedoch keinerlei Haftung für etwaige Fehler oder Auslassungen.

In der Beschreibung aufgeführte Patentdokumente

- US 5934643 A [0002]
- US 6364282 B1 [0003]
- EP 0372712 A1 [0004]
- DE 19940296 A1 [0005]
- DE 10131617 A1 [0005]