(19) RÉPUBLIQUE FRANÇAISE

INSTITUT NATIONAL
DE LA PROPRIÉTÉ INDUSTRIELLE

PARIS

(11) N° de publication : **2 658 862**
(à n'utiliser que pour les commandes de reproduction)

(21) N° d'enregistrement national : **90 02535**

(51) Int Cl[5] : F 01 D 1/32

(12) DEMANDE DE BREVET D'INVENTION A1

(22) **Date de dépôt** : 28.02.90.

(30) **Priorité** :

(43) **Date de la mise à disposition du public de la demande :** 30.08.91 Bulletin 91/35.

(56) **Liste des documents cités dans le rapport de recherche :** *Se reporter à la fin du présent fascicule.*

(60) **Références à d'autres documents nationaux apparentés :**

(71) **Demandeur(s) :** *VSESOJUZNY NAUCHNO-ISSLEDOVATELSKY I KONSTRUKTORSKO-TEKHNOLOGICHESKY INSTITUT KOMPRESSORNOGO MASHINOSTROENIA (VNIIKOMPRESSORMASH) SUMSKOGO MASHINOSTROITELNOGO NAUCHNO-PROIZVODSTVENNOGO OBIEDINENIA IMENI M.V. FRUNZE* — SU.

(72) **Inventeur(s) :** Ena Vladimir Petrovich, Korolev Sergei Konstantinovich, Litvinenko Viktor Ivanovich, Marochkina Irina Alexandrovna, Prikhodchenko Pavel Pavlovich, Psarev Vladimir Virktorovich, Rukhlov Jury Leonidovich, Sayapin Vadim Vasilievich et Fedorenko Nikolai Dmitrievich.

(73) **Titulaire(s) :**

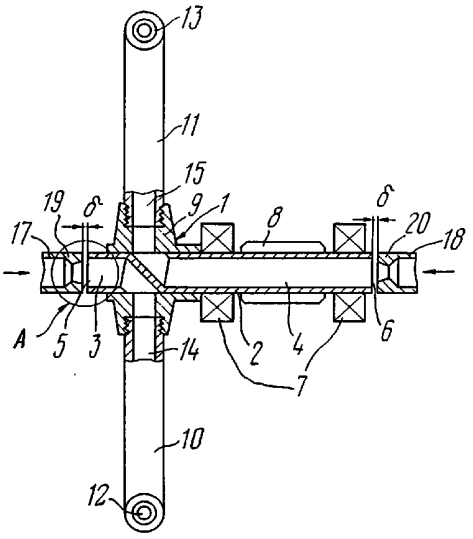
(74) **Mandataire :** Cabinet Weinstein.

(54) Turbine à jet à réaction.

(57) La présente invention concerne une turbine à jet à réaction.

Selon l'invention, la partie de sortie d'une tubulure d'amenée (17) est réalisée sous la forme d'une buse d'alimentation (19) dont la surface de la section minimale est inférieure à la surface minimale de la section de traction (12) et est en rapport avec celle-ci, ce qui assure la disposition du saut de pression dans la zone d'entrée du canal axial (3) de l'arbre (2).

La présente invention s'applique notamment en tant qu'un élément moteur menant dans des commandes reversibles d'organes de fermeture et de réglage.



FR 2 658 862 - A1

La présente invention concerne la construction des turbines et a notamment pour objet une turbine à jet à réaction.

La présente invention s'applique avantageusement en tant qu'élément moteur menant dans des commandes de différents systèmes, en particulier dans les commandes reversibles des organes de fermeture et de réglage.

On connaît différents types des turbines à aubes pneumatiques et à gaz telles que : turbines à écoulement axial, turbines à écoulement radial et turbines Francis ("Choix des paramètres et calcul des turbines de petite puissance pour la commande des organes" par N.N. Bykov et autres, 1972, Mashinostroenie (Moscou), page 31, figure 2.1, page 196, figures 7, 8, page 199, figures 8,9). Ces turbines comportent un corps dans lequel est monté, sur des paliers, un rotor, ayant la forme d'un arbre portant au moins une roue motrice sur laquelle sont montées des aubes mobiles. Un appareil d'admission du fluide moteur (liquide, gaz) à la roue motrice est monté dans le corps. Cet appareil d'admission peut être constitué des aubages directeurs ou des buses d'amenée (d'alimentation). Un appareil d'échappement, sous la forme d'un diffuseur (à aubes ou sans aubes), est monté en aval de la roue motrice, dans la direction du déplacement du fluide moteur.

Les turbines connues assurent la transformation de l'énergie (potentielle) du fluide moteur en travail mécanique sur l'arbre du rotor au moyen du changement de la direction de l'écoulement et de la détente du fluide moteur. On obtient, dans ce cas, des caractéristiques de sortie des turbines suffisamment élévées, qui ne sont pas inférieures à celles des autres types de moteurs. Cependant, ces turbines sont caractérisées par une fabrication assez difficile par suite de la forme tridimensionnelle compliquée des aubes mobiles et directrices et en raison de hautes exigences imposées à la

fabrication (de petits jeux entre les aubes de la roue motrice et le corps, la précision de la disposition mutuelle des aubes directrices ou des buses d'amenée et des aubes de la roue motrice). De plus, la conception des turbines connues est encore compliquée à cause de la grande pression du fluide moteur (c'est-à-dire d'une grande différence disponible des enthalpies) qui impose de faire appel à des turbines multiétages en vue d'assurer un haut rendement. La fiabilité et le potentiel de vie de ces turbines diminuent sensiblement en cas de travail avec un fluide moteur humide et/ou pollué par suite d'une usure des aubes due à l'érosion ou à l'encrassement et en cas de travail aux basses températures du fluide moteur à la suite du givrage des canaux entre les aubes et de leur engorgement par la glace. Les valeurs relativement élevées des moments d'inertie du rotor, surtout, du rotor des turbines multiétages baissent les caractéristiques dynamiques, ce qui conduit à la complication des sytèmes de commande et, dans certains cas, l'utilisation de ces turbines en tant qu'éléments d'exécution de ces sytèmes devient absolument impossible. En outre, la nécessité d'assurer l'inversion de ces turbines aboutit à une complication considérable de leur conception.

On connaît une turbine à jet à réaction ("Cybernétique technique. Organisation et éléments des systèmes de régulation et de commande automatiques" par V.V. Solodovnikov et autres, ouvrage "Dispositifs d'exécution et servomécanismes", 1976, Mashinostroenie (Moscou), pages 519 à 520, figure XI.8, pages 539 à 543, figure XI.17 ; "Théorie des machines à turbine" par N.I. Kirilov et autres, Manuel pour l'école supérieure, Mashinostroenie (Leningrad), 1974, pages 87 à 90, figure IV.4 ; "Elements pneumatiques pour la condition des températures ultra-élevées et de haute radiation", par D.I. Shirer, ouvrages du IIè Congrès International de la Fédération Internationale consacré à la commande

automatique. Bâle, Suisse, volume "Moyens techniques du système automatique", 1965, "Nauka" (Moscou) pages 54 à 57) comportant un rotor réalisé sous la forme d'un arbre pourvu au moins d'un canal axial, sur lequel est montée en porte-à-faux au moins une tubulure portant à son extrémité libre une buse de traction, mise en communication avec l'entrée d'un canal axial de manière à former une canalisation continue de gaz et au moins un appareil d'amenée comprenant un joint d'étanchéité à contact axial ou à contact radial (ou bien un joint d'étanchéité en fete ou un joint-labyrinthe).

La turbine à jet à réaction connue est du type sans aubes, dans laquelle le couple moteur sur l'arbre (travail mécanique) est créé par transformation directe de l'énergie disponible (de l'enthalpie disponible), sous la forme de la pression de fluide moteur, en énergie cinétique d'un jet s'écoulant de la buse de traction de façon à créer une poussée de réaction à la buse de traction et, respectivement, un couple moteur à l'arbre du rotor sous l'action de la force de la poussée. En comparaison avec les turbines à aubes, les turbines à jet à réaction connues sont caractérisées par un certain nombre d'avantages à savoir : la conception simple du rotor et, par conséquent, peu de main-d'oeuvre nécessaire à la fabrication grâce à l'absence d'aubages compliqués et de jeux garantis à assurer. Grâce à la réalisation du processus d'écoulement dans la canalisation de gaz et à la dilatation dans la buse très voisine d'une dilatation isoentropique permettant d'obtenir de hautes vitesses supersoniques à la sortie de la buse, on obtient la possibilité d'assurer le fonctionnement efficace à de grandes pressions disponibles de fluide moteur dans un seul étage. Le rendement du processus croît avec l'augmentation de la pression. Dans ce cas, le rendement du processus de détente (adiabatique ou polytrope) est

déterminé en général par le coefficient d'écoulement de la buse :

$$\eta = \frac{h}{h_1^*} = \varphi^2$$

où : h est le travail utile spécifique (enthalpie) du processus de détente ;

h_1^* est le travail spécifique (enthalpie) correspondant au processus isoentropique ;

$\varphi = \frac{C_1}{C_{1t}}$ est le coefficient d'écoulement de la buse ;

où : C_1 est la vitesse réelle d'écoulement dans la buse ;

C_{1t} est la vitesse d'écoulement correspondant au processus isoentropique.

Grâce à ce qu'on réalise habituellement, dans les buses, un écoulement sans décollements ni sauts de pression, on obtient un coefficient d'écoulement égal à la valeur $\varphi = 0,99$ pour les buses profilées et $\varphi = 0,97$ à $0,98$ pour les buses coniques non profilées et, de ce fait, le rendement du processus de détente atteint respectivement de valeurs importantes. Le rendement de sortie de la turbine à jet à réaction connue peut s'exprimer aussi par le rendement propulsif de la buse qui est proportionnel au carré de la vitesse effective d'écoulement (à l'impulsion spécifique de la buse) ou au carré de la poussée spécifique $\bar{P}$ de la buse qui est le rapport poussée P (en daN)/débit G (en kg/s), c'est-à-dire $\bar{P} = \frac{P}{G}$. A l'augmentation de la pression du fluide moteur en aval de la buse, les paramètres spécifiques susmentionnés de la buse augmentent, ce qui assure la possibilité d'obtenir un haut rendement de la turbine à jet à réaction connue aux pressions élevées du

fluide moteur en réalisant le processus de détente dans un étage. En outre, cette turbine ne nécessite pas de réaliser un profilage spécial des conduits de la canalisation de gaz du fait que la vitesse d'écoulement du fluide moteur suivant la canalisation de gaz jusqu'à la buse n'est pas grande et, de ce fait, les pertes hydrauliques dans cette canalisation sont réduites au minimum. Il est également possible d'élever l'efficacité de cette turbine à jet à réaction grâce à l'utilisation de l'effet de compression ayant lieu dans les tubulures du rotor pendant sa rotation. La turbine connue est caractérisée en ce qu'on a éliminé pratiquement totalement les pannes dues au givrage des canaux de la canalisation de gaz dans le cas de son fonctionnement au gaz humide à basse température. Cet avantage est assuré par l'absence de zones stagnantes ainsi que grâce à ce que la baisse brusque de la température du gaz, lors de la dilatation, et le dégagement de l'humidité se produisent uniquement dans la buse, dans la section minimale (critique) de laquelle la couche limite est pratiquement absente et les gouttes d'humidité sont entraînées des parois de la buse par le courant de gaz se déplaçant à une vitesse élevée. En outre, la turbine en question est caractérisée par une faible intensité de l'usure érosive de ses éléments, assurée grâce à l'absence d'éléments (aubes)soumis à l'attaque directe des particules provoquant l'érosion. Toutefois, aux grandes vitesses circonférentielles du rotor, le rendement diminue à cause de la résistance aérodynamique dans le milieu environnant. De plus, la conception compliquée des éléments de frottement des appareils d'amenée pourvus des joints d'étanchéité fermés et une basse fiabilité de leur fonctionnement aux grandes vitesses circonférentielles et lors du travail avec un gaz humide pollué limitent le domaine de l'utilisation de cette turbine. L'utilisation de joints d'étanchéité ouverts limite elle aussi le domaine d'utilisation de la

turbine connue du fait que, pendant son fonctionnement avec un gaz humide pollué arrivant à basse température, ses éléments d'étanchéité se trouvent engorgés par de la crasse, s'usent et peuvent être soudés par la gelée. L'emploi des joints d'étanchéité ouverts entraîne une baisse du rendement à cause de la fuite du fluide moteur à travers ceux-ci.

On connaît une turbine à jet à réaction ("systèmes pneumatiques et hydrauliques. Organes d'entraînement et systèmes de commande" par Hertz, série 10, 1984, "Optimisation des paramètres de la commande pneumatique à moteur à jet" par V.V Sayapin, Mashinostroenie, Moscou, page 58, figure 1) comportant un rotor réalisé sous la forme d'un arbre ayant ua moins un canal axial sur lequel est montée en porte-à-faux au moins une tubulure portant à son extrémité libre une buse de traction mise en communication avec l'entrée frontale du canal axial de façon à former une canalisation continue de gaz et au moins un appareil d'amenée gazodynamique réalisé sous la forme d'une tubulure d'amenée montée coaxialement à l'arbre avec un jeu par rapport à sa face extrême.

Dans la turbine à jet à réaction en question, le fluide moteur (gaz) est amené sous la forme d'un jet débouchant de la tubulure d'amenée et arrivant à travers le jeu dans l'entrée frontale du canal axial de l'arbre, ce qui simplifie la conception et élève la fiabilité lors du fonctionnement avec un fluide moteur humide, pollué et à une basse température. Cependant, le rendement diminue par suite des fuites du fluide moteur au jeu entre la tubulure d'amenée et l'entrée frontale du canal axial de l'arbre.

On s'est donc proposé de créer une turbine à jet à réaction dans laquelle la tubulure d'amenée serait réalisée de manière à supprimer pratiquement totalement les fuites du fluide moteur, à augmenter ainsi le rendement dela turbine et à améliorer, par cela même, sa

fiabilité lors de son fonctionnement avec un fluide moteur humide pollué et à une basse température.

Le problème ainsi posé est résolu à l'aide d'une turbine à jet à réaction comprenant un rotor constitué par un arbre ayant au moins un canal axial dans lequel est montée en porte-à-faux au moins une tubulure portant à son extrémité libre une buse de traction, mise en communication avec une entrée frontale du canal axial de façon à former une canalisation continue de gaz et au moins un appareil d'admission gazodynamique, réalisé sous la forme d'une tubulure d'amenée montée coaxialement à l'arbre avec un jeu par rapport à sa face extrême, caractérisée, selon l'invention, en ce que la partie de sortie de la turbine d'amenée a la forme d'une buse d'alimentation, dont la surface de la section minimale est inférieure à la surface minimale de la buse de traction et se trouve en un rapport avec celle-ci, qui assure le saut de pression dans la zone de l'entrée du canal axial de l'arbre .

En réalisant la partie de sortie de la tubulure d'amenée sous la forme d'une buse d'alimentation, on assure, aux rapports supercritiques de la pression sur cette buse, l'accélération du fluide moteur et son introduction dans le canal de l'arbre à une vitesse supersonique ce qui permet de supprimer pratiquement totalement les fuites du fluide moteur du canal axial dans l'arbre à travers le jeu du fait que de faibles perturbations (écoulement du gaz du canal axial sous l'action de la différence des pressions) ne peuvent se propager à la rencontre du courant supersonique (l'onde de pression se propage à la vitesse du son). Dans ce cas, une très faible fuite peut avoir lieu suivant la couche limite mince où la vitesse est inférieure à la valeur sonique. La réalisation d'une surface de la section minimale de la buse d'alimentation inférieure à la surface de la section minimale de la buse de traction est indispensable pour

assurer l'introduction du fluide moteur à une vitesse supersonique dans le canal axial de l'arbre ce qui ressort de la relation théorique ci-après :

$$\frac{S}{S_3} = \frac{1}{\sigma_3} \text{ ou } \frac{S_3}{S}\,\sigma < 1 \Rightarrow S_3 < S$$

où : S_3 est la surface de la section minimale de la buse d'alimentation ;

S est la surface de la section minimale de la buse de traction ;

σ est le coefficient de rétablissement de la pression totale à la partie mesurée depuis l'entrée dans la buse d'alimentation jusqu'à l'entrée dans la buse de traction (il caractérise les pertes d'énergie).

$$\sigma = \frac{P_c}{P_{c3}} \leqslant 1$$

où : P_o est la pression totale en amont de la buse de traction ;

P_{c_3} est la pression totale en amont de la buse d'alimentation.

En réalisant la buse d'alimentation et la buse de traction avec les surfaces de leurs sections minimales se trouvant au rapport qui assure la disposition du saut de pression (passage du courant de fluide moteur de la vitesse supersonique à la vitesse subsonique) dans la zone de l'entrée du canal axial dans l'arbre, on assure la réduction des pertes d'énergie au minimum (le coefficient de rétablissement σ de la pression totale tend au maximum) car au cas contraire, d'une part, si le saut de pression se trouve à une grande distance par rapport à l'entrée, dans le sens du courant, l'écoulement du fluide

moteur suivant le canal axial à une vitesse supersonique jusqu'au saut de pression est suivi de plus grandes pertes d'énergie, d'autre part, le déplacement du saut de pression au-delà du canal axial, dans le jeu, à une distance assez grande par rapport à l'entrée frontale aboutit à une perte notable du fluide moteur du canal axial à travers le jeu entre le saut de pression et l'entrée frontale. La réalisation de ces buses avec un rapport qui diffère quelque peu du rapport théorique $\frac{S_3}{S}$ qui correspond à une valeur de σ_3 obtenue dans le cas où le saut de pression se trouve immédiatement dans la section de l'entrée frontale, c'est-à-dire $\frac{S_3}{S} = K\sigma_3$ où K est le coefficient empirique, est optimale. Dans ce cas, la diminution de la poussée spécifique, par suite d'une faible fuite du fluide moteur jusqu'à une valeur déterminée, est compensée, dans une grande mesure, par son augmentation résultant de la diminution des pertes pour un saut de pression d'une intensité moindre du fait que le jet supersonique ne s'élargit pas dans le jeu avant la section de l'entrée frontale dans le canal axial de l'arbre et que sa vitesse en amont du saut, se trouvant dans le jeu, est inférieure à la vitesse en amont du saut dans la section de l'entrée frontale du canal axial de l'arbre.

En comparaison ave l'antériorité la plus proche, la réalisation de la partie de sortie de la tubulure sous la forme d'une buse d'alimentation assure la possibilité d'une augmentation du jeu entre la buse d'alimentation et l'entrée frontale du canal axial de l'arbre ce qui assure des exigences moins sevères imposées à la réalisation de la conception de la turbine à jet à réaction selon l'invention, et l'augmentation de sa fiabilité grâce à la suppression absolue de la possibilité d'un contact de la tranche de la buse d'alimentation avec la face extrême de l'arbre et de leur éventuelle solidarisation par de la glace en cas de refroidissement lors d'un arrêt éventuel de la turbine à jet à réaction pendant lequel les gouttes

d'humidité peuvent couler librement à travers le jeu.

Il est avantageux que la buse d'alimentation soit supersonique.

En réalisant une buse d'alimentation supersonique, par exemple, sous la forme d'une buse du type de Laval, on assure l'accélération garantie du courant du fluide moteur jusqu'à une vitesse supersonique avant l'entrée frontale dans le canal axial de l'arbre. Quant à l'utilisation d'une buse sonique convergente, elle peut aboutir, dans certaines conditions (faibles rapports supercritiques des pressions sur la buse d'alimentation), à la formation prématurée du saut dans le jeu et, par conséquent, aux fuite importantes du fluide moteur.

Dans le but d'assurer l'entrée garantie du jet suivant toute sa section dans le canal axial de l'arbre et, par conséquent, de supprimer la fuite directe du jet, il est désirable que la valeur du jeu entre la tranche de la buse d'alimentation et la face extrême de l'arbre soit choisie compte tenu de la relation suivante :

$$\delta < \frac{D_1 - D_2}{2\ \mathrm{tg}\ \gamma/2}$$

où : δ est le jeu entre la tranche de la buse d'alimentation et la face extrême de l'arbre ;

D_1 est le diamètre du canal axial dans l'arbvre ;

D_2 est le diamètre de la tranche de la buse d'alimentation ; et

γ est l'angle du cône de la partie de sortie de la buse d'alimentation.

La turbine à jet à réaction réalisée selon l'invention, peut être très efficacement utilisée sur une large échelle dans différentes branches de la technique. En comparaison avec d'autres types de turbines, elle est caractérisée potentiellement par de hautes performances

assurées grâce à ce que l'énergie disponible du fluide moteur est transformée directement, dans un seul étage, en énergie cinétique d'un jet réactif par un processus thermodynamique qui est le plus proche du processus isoentropique, puis, en travail mécanique sur l'arbre. Il convient de noter que l'efficacité de la turbine augmente avec l'augmentation de la pression disponible du fluide moteur et que la température initiale du fluide moteur peut varier à partir des basses températures au-dessous du zéro, jusqu'à -60°C et même au-dessous, aux températures élevées au-dessus du zéro et supérieures aux valeurs comprises entre 1000 et 1500°C. La conception simple de la turbine est assurée grâce à ce qu'on utilise un seul étage pour toute pression du fluide moteur et à la partie d'écoulement simple qui ne nécessite pas de la profiler ce qui conditionne, à son tour, de faible moments d'inertie du rotor, c'est-à-dire de hautes caractéristiques dynamiques de la turbine, un petit poids, des cotes d'encombrement réduites de tout l'ensemble et une haute fiabilité de son fonctionnement même en cas d'utilisation d'un fluide moteur humide pollué et ayant une basse température ce qui est assuré grâce à l'utilisation d'un appareil d'amenée gazodynamique sans contact original. Ces avantages assurent l'utilisation efficace des turbines à jet à réaction réalisées selon l'invention comme organes moteurs (éléments) des commandes de différents systèmes et d'installations, dont la puissance varie de qulques watts jusqu'aux mégawatts:systèmes de commande et de réglage y compris systèmes d'asservissement ; commandes de robinetterie à gaz fonctionnant avec un gaz humide pollué à une basse température ; commandes de turbo-pompes et de turbo-compresseurs, et moteurs à turbines à gaz d'aviation etc ... .

L'invention sera mieux comprise et d'autres buts, détails et avantages de celle-ci apparaîtront mieux à la lumière de la description explicative qui va suivre

d'un mode de réalisation donné uniquement à titre d'exemple non limitatif avec références aux dessins non limitatifs annexés dans lesquels :

- la figure 1 représente une turbine à jet à réaction réalisée selon la présente invention, en coupe longitudinale ;
- la figure 2 est une vue suivant l'axe de la turbine à jet à réaction représentée sur la figure 1 ;
- la figure 3 est une coupe suivant la ligne III-III de la figure 2 ;
- la figure 4 est une coupe suivant la ligne IV-IV de la figure 2 ;
- la figure 5 représente une variante de réalisation de la buse de traction, en coupe longitudinale, à échelle agrandie, selon l'invention ;
- la figure 6 représente une vue indiquée en VI sur la figure 1, à échelle agrandie, ainsi qu'un schéma d'écoulement du courant de fluide moteur ;
- la figure 7 représente le graphique poussée spécifique-surface de la section minimale (critique) de la buse de traction pour une surface constante de la section minimale (critique) de la buse d'alimentation ; et
- la figure 8 représente une variante de réalisation du moteur de la commande combinée d'un robine-vanne à gaz avec l'utilisation d'une turbine à jet à réaction, réalisée selon l'invention, en coupe longitudinale.

La turbine à jet à réaction réalisée selon l'invention, et représentée à la figure 1, comporte un rotor 1 constitué d'un arbre 2 ayant deux canaux axiaux 3 et 4 isolés l'une de l'autre. De chaque côté de l'arbre 2, sont prévues des entrées frontales 5 et 6 menant dans les canaux axiaux correspondants 3 et 4. L'arbre 2 repose sur des paliers 7 (par exemple, roulements ou paliers lisses) et porte un pignon menant 8 pour la transmission du couple moteur à un organe d'exécution (non représenté).

Deux tubulures 10 et 11, portant à leurs extrémités libres des buses de traction 12 et 13, respectivement, sont montées sur l'arbre 2 au moyen d'une douille 9, en porte-à-faux et radialement en opposition. Ces buses de traction 12 et 13 sont orientées dans un sens en travers de l'axe longitudinal de l'arbre 2 pour la création d'un couple moteur, sur l'arbre, sous l'action de la force de poussée.

Par l'intermédiare de cavités 14 et 15 dans les tubulures 10 et 11, les buses de traction 12 et 13 sont respectivement reliées aux canaux axiaux correspondants 3 et 4 et à leurs entrées frontales 5 et 6 de façon à former des canalisations continues de gaz.

Dans le but de réduire les pertes hydrauliques, comme on peut le voir à la figure 2, les tubulures 10 et 11 sont curvilignes et pour diminuer la résistance aérodynamique à la rotation du rotor 1 de la figure 1 et rendre la construction plus rigide, chaque tubulure 10 et 11 est couverte d'une ogive 16 (figure 2). En outre, pour diminuer la résistance aérodynamique, il est possible de supprimer les ogives mais il faut réaliser les tubulures 10 et 11, en section, suivant une forme aérodynamique, par exemple, en forme d'ellipse comme montré à la figure 3. Dans le cas où la section transversale des tubulures 10 et 11 a la forme d'une bague, comme le montre la figure 2, pour atteindre cet objectif, on donne, à l'ogive 16, une section transversale curviligne de façon à former, avec la tubulure 10 ou 11, une section transversale aérodynamique, par exemple sous la forme d'un ellipse, comme montré à la figure 4.

Pour assurer un remplacement rapide des buses de traction 12 et 13 de la figure 5 en cas de leur usure rapide ou pour des raisons du réglage d'autres paramètres de la turbine à jet à réaction, il est possible de réaliser les buses 12 et 13 sous la forme de douilles à montage rapide, fixées à une partie d'assemblage

appropriée, alésée à une extrémité libre des tubulures 10 et 11, respectivement.

Deux appareil gazodynamiques d'amenée constitués de tubulures d'amenée 17 et 18, respectivement, sont montés en amont des entrées frontales 5 et 6 de la figure 1, coaxialement aux canaux axiaux 3 et 4, respectivement. Les parties de sortie des tubulures d'amenée 17 et 18 ont la forme de buses d'alimentation 19 et 20, respectivement. Dans l'exemple décrit de réalisation, les buses d'alimentation 19 et 20 se présentent sous la forme de buses supersoniques de Laval. Des jeux δ sont formés entre les tranches 21 (figure 6) et 22 des buses d'alimentation correspondantes 19 et 20 et les entrées frontales correspondantes 5 et 6. La valeur du jeu doit être choisie à partir de la relation suivante :

$$\delta < \frac{D_1 - D_2}{2\,\mathrm{tg}\,\gamma/2}$$

où : D_1 est le diamètre du canal axial 3 (4) dans l'arbre 2 :

D_2 est le diamètre de la tranche 21 (22) de la buse d'alimentation 19 (20) ;

γ est l'angle du cône de la partie de sortie de la buse d'alimentation 19 (20).

La turbine à jet à réaction fonctionne de la manière suivante.

Pour une rotation du rotor 1 (figure 1) dans le sens horaire (si l'on regarde du côté de l'extrémité libre du rotor 1, c'est-à-dire, de la gauche d'après le dessin), le fluide moteur (gaz comprimé, air ou gaz provenant d'un générateur de gaz) est refoulé sous pression dans la tubulure d'amenée 17 de l'appareil gazodynamique où il est accéléré dans une buse d'alimentation sonique ou supersonique 19 jusqu'à une vitesse sonique ou

supersonique, respectivement (cela a lieu à une différence supercritique des pressions à la buse d'alimentatiçon 19). Un jet supersonique stable ayant des limites rigides (non perméables) de son contour se forme alors en avant de la tranche 21 (figure 6) de la buse d'alimentation 19 dans le jeu axial δ. Ayant passé par le jeu axial δ, le jet supersonique parvient par l'entrée frontale 5, dans le canal axial 3 de l'arbre 2. Si le jet entre suivant toute la section du canal axial 3 (C'est-à-dire que la limite du jet touche la surface intérieure du canal axial 3 ou du contour de la section de l'entrée frontale 5), il se produit une obturation gazodynamique du canal axial 3 par le courant supersonique. L'obturation susmentionnée est fondée sur le fait que de faibles perturbations (onde de pression) se propagent à la vitesse du son et ne peuvent se déplacer à la rencontre du courant supersonique. De ce fait, grâce à la présence de la différence des pressions, les fuites du fluide moteur du canal axial 3 dans le jeu δ sont pratiquement supprimées. Pour une vitesse supersonique d'introduction du fluide moteur dans le canal axial 3 suivant toute sa section et pour la plus grande augmentation possible du jeu δ, la forme du jet supersonique doit correspondre au régime d'écoulement de la buse d'alimentation 19 avec une détente insuffisante (sur la figure 6, la limite du jet est représentée sous la forme de deux courbes), c'est-à-dire que la pression à la tranche 21 de la buse d'alimentation est supérieure à la pression du milieu environnant, ou voisine du régime calculé de l'écoulement (sur la figure 6, la limite du jet est représentée par les droites en pointillé), c'est-à-dire que la pression à la tranche 21 de la buse d'alimentation 19 est égale ou proche de la pression du milieu environnant. Le régime requis d'écoulement du jet depuis la buse d'alimentation 19 est assuré par la valeur concrète du taux de divergence de la partie supersonique de la buse 19 (rapport entre la surface de la tranche 21

de la buse 19 et la surface de la section minimale) pour des paramètres imposés du fluide moteur en amont de la buse d'alimentation 19. La condition d'introduction du jet dans l'entrée frontale 5 suivant toute sa section et non en partie et, par conséquent, la suppression de la fuite éventuelle de la zone périphérique du jet sont déterminées par l'augmentation maximale admissible du jeu δ_{max}, c'est-à-dire que la valeur du jeu doit satisfaire à l'inégalité suivante :

$$\delta < \frac{D_1 - D_2}{2 \operatorname{tg} \gamma/2} = \delta_{max},$$

qui découle des constructions géométriques pour le jet supersonique. Après arrivée du jet supersonique à travers l'entrée frontale 5, dans le canal axial 3 de l'arbre 2, en fonction du rapport entre les surfaces minimales (critique) de la buse d'alimentation 19 et de la buse de traction 12 (figure 5) qui satisfait à la condition requise d'introduction du jet supersonique dans le canal axial 3 (figure 6), c'est-à-dire

$$\bar{S} = \frac{S_3}{S} = \frac{D_3}{D} \leqslant \sigma$$

où : S_3 est la surface de la section minimale (critique) de la buse d'alimentation 19,

S est la surface de la section minimale (critique) de la buse de traction 12 (figure 5) ;

D_3 est le diamètre de la section minimale (critique) de la buse d'alimentation 19 (figure 6),

D est le diamètre de la section minimale (critique) de la buse de traction 12 (figure 5),

σ est le coefficient de rétablissement de la

pression totale, il se produit un saut de pression soit directement dans la zone de l'entrée frontale 5 (figure 6) du canal axial 3 pour $\bar{S} = \sigma_3$, soit à une certaine distance de l'entrée frontale 5, dans le canal axial 3, pour $\bar{S} < \sigma_3$. Le passage de la vitesse supersonique du courant de fluide moteur à la vitesse subsonique s'effectue au saut de pression. Sur la figure 6, on a représenté les sauts de pression par des lignes ondulées verticales, sur lesquelles le régime d'écoulement du courant est caractérisé par un coefficient d'écoulement λ. Le coefficient d'écoulement λ est le rapport entre la vitesse du courant à un endroit donné et la vitesse du son dans la section critique.

L'efficacité du fonctionnement de la turbine à jet à réaction est caractérisée par la valeur de la poussée spécifique $\bar{P}$ (figure 7) en fonction de la surface S de la section minimale de la buse de traction 12 (figure 5) à une surface constante et de la section nominale de la buse d'alimentation 19 (figure 6). Sur le graphique représenté sur la figure 7, le point (.) 1 correspond à la condition $\bar{S} = \sigma_3$ et à la position du saut de pression (figure 6) immédiatement dans la section de l'entrée frontale 5 ($\lambda_{11} > 1$, $\lambda_{12} < 1$). Sur le graphique de la figure 7, le point (.) 2 correspond à la "convergence" (diminution) de la surface de la buse de traction 12 (figure 5) et est caractérisé par la relation $\bar{S} = K\,\sigma_3$, où K est un coefficient empirique, K = 1 à 2. Le point susmentionné (.) 2 correspond à la valeur maximale de la poussée spécifique $\bar{P} = \bar{P}_{max}$, à laquelle le saut de pression (figure 6) se place à une rencontre de la direction du jet, c'est-à-dire immédiatement dans le jeu δ ($\lambda_{21} > 1$, $\lambda_{22} < 1$, et dans ce cas, $\lambda_{21} < \lambda_{11}$). A cette position du saut de pression, il y a une faible fuite du fluide moteur dans le jeu entre le saut et l'entrée frontale 5 mais la poussée spécifique $\bar{P}$ atteint sa valeur maximale, autrement dit $\bar{P}=P_{max}$ grâce à la diminution de

l'intensité du saut ($\lambda_{21} < \lambda_{11}$). La "convergence" ultérieure de la buse de traction 12 (figure 5) aboutit à un plus grand éloignement du saut de pression, à une fuite croissant intensivement du fluide moteur, et par conséquent, à une baisse de la poussée spécifique (zone A sur la figure 7).

La "divergence" (augmentation) de la surface S de la buse de traction 12 (figure 5) jusqu'à une valeur sensiblement supérieure à celles au point théorique (.) 1 (figure 7) (sur le graphique est représenté le point (.)3) conduit au deplacement du saut, suivant le courant, vers l'intérieur du canal axial 3 (figure 6) ($\lambda_{31} > 1$, $\lambda_{32} < 1$, dans ce cas, $\lambda_{31} < \lambda_{11}$). En résultat, la poussée spécifique $\bar{P}$ (zone B) diminue à cause de la perte de l'énergie pendant le déplacement du courant suivant le canal axial 3 (figure 6) jusqu'au saut de pression, malgré que l'intensité du saut diminue ($\lambda_{31} < \lambda_{11}$). Ainsi, le rapport entre les surfaces des sections minimales de la buse d'alimentation 19 et de la buse de traction 12 (figure 5) correspondant aux valeurs dans la zone du point (.) 2 (figure 7) est voisin de la valeur optimale et conditionne la position du saut de pression dans la zone de l'entrée dans le canal axial 5 (figure 6).

Après le saut de pression, le courant de fluide moteur continue à se déplacer à la vitesse subsonique suivant le canal axial 3, suivant la cavité 14 (figure 1) de la tubulure 10 jusqu'à la buse de traction 12. Dans la buse de traction 12, le courant du fluide moteur est de nouveau accéléré et est éjecté dans le milieu environnant, c'est-à-dire qu'il se produit une transformation de l'énergie potentielle du fluide moteur en énergie cinétique du jet suivie de la formation de la poussée de réaction à la buse de traction 12.

La force de la poussée $\bar{P}$ à la buse de traction 12 crée, grâce au bras de la tubulure 10, un couple moteur sur l'arbre 2, orienté dans le sens horaire. Par

l'intermédiaire du pignon menant 8, le couple moteur est transmis à l'organe d'exécution. A ce moment, le rotor 1 tourne sur les paliers 7 et le travail mécanique s'effectue.

Pour transmettre le couple moteur à l'organe d'exécution dans le sens inverse (dans le sens antihoraire) c'est-à-dire pour réaliser l'inversion, on amène le fluide moteur à l'appareil d'amenée opposé et notamment dans la tubulure d'amenée 18 après interruption de l'amenée dans la tubulure d'amenée 17. Le processus d'écoulement du fluide moteur s'effectue d'une manière analogue au cas décrit ci-dessus et le fluide moteur, ayant passé par la buse d'alimentation 20, pénètre en forme de jet à travers l'entrée frontale 6 du canal axial 4 de l'arbre 2 et, ensuite, se dirige, à travers la cavité 15 de la tubulure 11, vers la buse de traction 13 où il est accéléré, et s'échappe à l'extérieur en formant la poussée de réaction. Par le bras de la tubulure 11, la poussée de réaction crée, sur la buse 13, un couple moteur sur l'arbre 2, orienté en sens antihoraire. Le couple moteur est transmis, par l'intermédiaire du pignon menant 8, à l'organe d'exécution.

Dans les turbines à jet à réaction nécessitant un réglage précis (par exemple, dans les systèmes d'asservissement de la commande), le fluide moteur peut être amené simultanément dans les deux tubulures d'amenée 17 et 18 mais sous différentes pressions en amont de celles-ci, conformément au désaccord de la valeur à régler et de la valeur imposée.

La turbine à jet à réaction réalisée selon la présente invention trouve un emploi sur une échelle s'élargissant de plus en plus dans les moteurs pneumatiques à gaz des commandes combinées de la robinetterie à gaz, par exemple dans les commandes d'une série de types et de dimensions de vannes sphériques obturatrices dont les diamètres des passages fictifs sont

de 300 à 1400 mm à la pression de référence de 8 MPa.

La figure 8 représente le moteur susmentionné dans le corps 23 duquel est montée une turbine à jet à réaction réversible réalisée selon l'invention. L'appareil d'amenée 17 de cette turbine est monté sur un couvercle 24 du corps 23 et l'appareil d'amenée 18 est monté sur un couvercle 25. L'un des paliers 7 de l'arbre 2 de la turbine est monté sur la cloison 26 qui partage la cavité du corps 23 en deux cavités 27 et 28. La cavité 27 renferme les tubulures 10 et 11 avec leurs buses 12 et 13, respectivement. Un réducteur 29 avec un arbre de sortie 30 et des arbres intermédiaires 31 et 32 est disposé dans la cavité 28. Les appuis des arbres 30, 31 et 32 du réducteur 29, ayant la forme de paliers protégés d'une manière étanche, sont montés dans la cloison 26 et le couvercle 25 faisant fonction du couvercle du réducteur 29. Le deuxième appareil d'amenée 18 et le deuxième palier 7 de l'arbre 2 sont montés sur ce couverce 25. La cloison 26 partage, d'une manière étanche, les cavités 27 et 28 en empêchant le fluide moteur usagé de pénetrer dans le réducteur 29.

Comme pignon menant du réducteur 29, on utilise le pignon menant 8 de l'arbre 2 de la turbine à jet à réaction. Ce pignon 8 est disposé entre les paliers 7 de l'arbre 2 et se trouve dans la cavité 28. Une chambre d'échappement 33, dont la cavité 34 est mise en communication avec la cloison 26, est montée sur le corps 23.

Le moteur est pourvu d'un répétiteur mécanique en forme de dispositif de blocage 36 avec un volant 37, qui relie, au besoin, (pendant la manoeuvre à la main) le volant 37 à l'arbre de sortie 30 du réducteur 29 et les découple automatiquement à l'application de la pression à la turbine à jet à réaction.

Ce moteur fonctionne de la manière suivante.

A l'amenée du gaz à la turbine, dans l'un des appareils d'amenée 17 ou 18, l'arbre 2 de la turbine tourne dans un sens correspondant. Le couple moteur est

transmis alors de l'arbre 2, par l'intermédiaire du pignon menant 8, à travers le réducteur 29, à son arbre de sortie 30, ensuite le couple moteur est transmis soit directement à un organe d'exécution de la robinetterie soit par l'intermédiaire d'un mécanisme à coulisse de l'orientation de la commande avec une transmission du type "vis-écrou" (non représentée sur le dessin). En cas de pression nulle de fluide moteur, il est possible de manoeuvrer l'organe d'exécution de la robinetterie à la main en se servant du volant 37 qui est lié de force à l'aide du dispositif de blocage 36 à l'arbre de sortie 30 du réducteur 29. Pour des raisons de sécurité du travail, à l'arrivée du fluide moteur à la turbine à jet à réaction, le dispositif de blocage 36, actionné par la pression de fluide moteur, sépare automatiquement le volant 37 de l'arbre de sortie 30. Pendant le fonctionnement de la turbine à jet à réaction, le fluide moteur usagé éjecté des buses de traction 12 ou 13 parvient, à travers les ouvertures 33 prévues dans la cloison 26, dans la cavité 34 de la chambre d'échappement 33, puis, est éjecté soit en dehors soit est évacué dans un récipient collecteur (non représenté).

REVENDICATIONS

1. Turbine à jet à réaction du type comportant un rotor constitué d'un arbre ayant au moins un canal axial dans lequel est montée en porte-à-faux au moins une tubulure portant, à son extrémité libre, une buse de traction mise en communication avec l'entrée frontale d'un canal axial de façon à former une canalisation continue de gaz et au moins un appareil d'admission gazodynamique monté coaxialement à l'arbre avec un jeu par rapport à sa face extrême, caractérisée en ce que la partie de sortie de la tubulure d'amenée (17) a la forme d'une buse d'alimentation (19), dont la surface (S_3)de la section minimale est inférieure à la surface (S) de la buse de traction (12) et est en rapport avec celle-ci, ce qui assure la disposition du saut de pression dans la zone d'entrée du canal axial (3) de l'arbre (2).

2. Turbine à jet à réaction selon la revendication 1, caractérisée en ce que la buse d'alimentation (19) est supersonique.

3. Turbine à jet à réaction selon la revendication 1, caractérisée en ce que la valeur du jeu (δ) entre la tranche (21) de la buse d'alimentation (19) et la face extrême de l'arbre (2) est choisie en partant de la relation suivante :

$$\delta < \frac{D_1 - D_2}{2 \operatorname{tg} \gamma/2}$$

où : δ est le jeu entre la tranche de la buse d'alimentation et la face extrême de l'arbre ;

D_1 est le diamètre du canal axial dans l'arbre ;

D_2 est le diamètre de la tranche de la buse d'alimentation ;

γ est l'angle du cône de la partie de sortie de la buse d'alimentation.

2658862

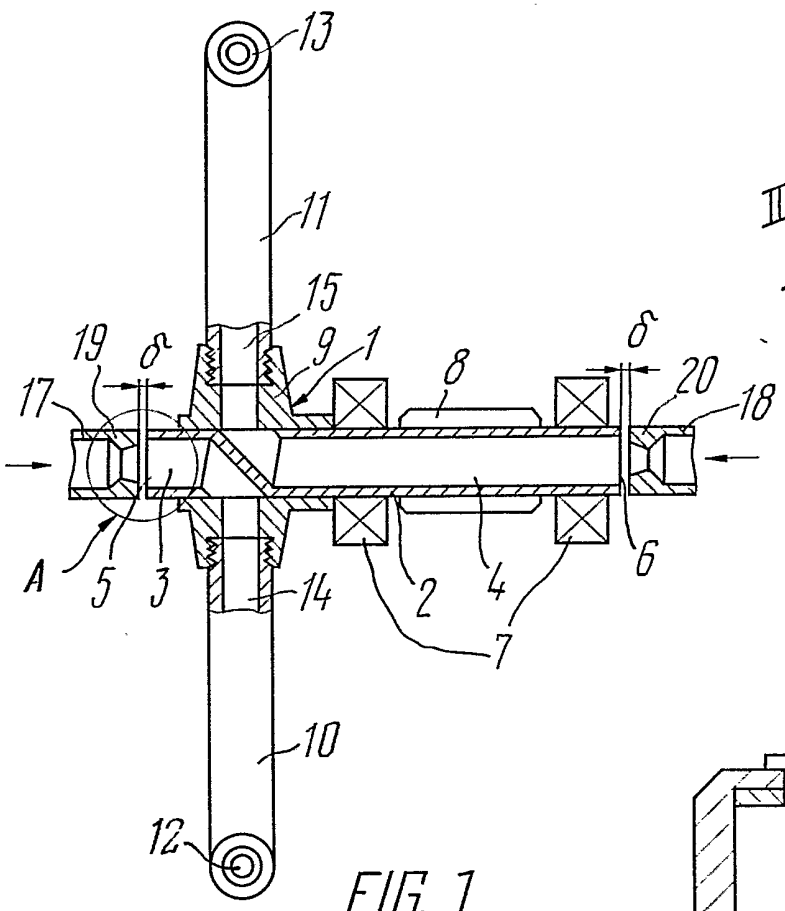


FIG. 1

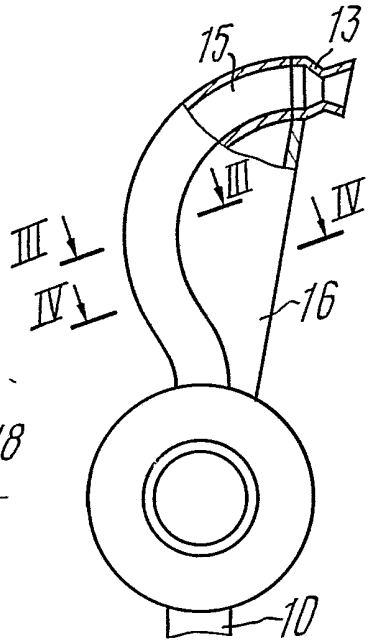


FIG. 2

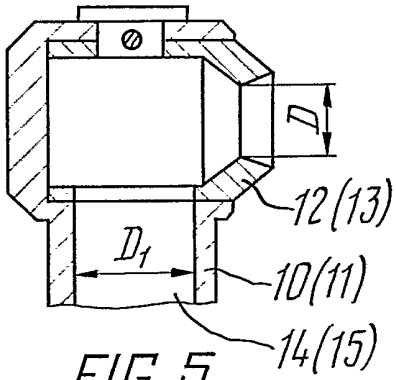


FIG. 5



FIG. 3

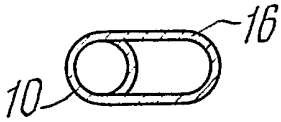


FIG. 4

2658862

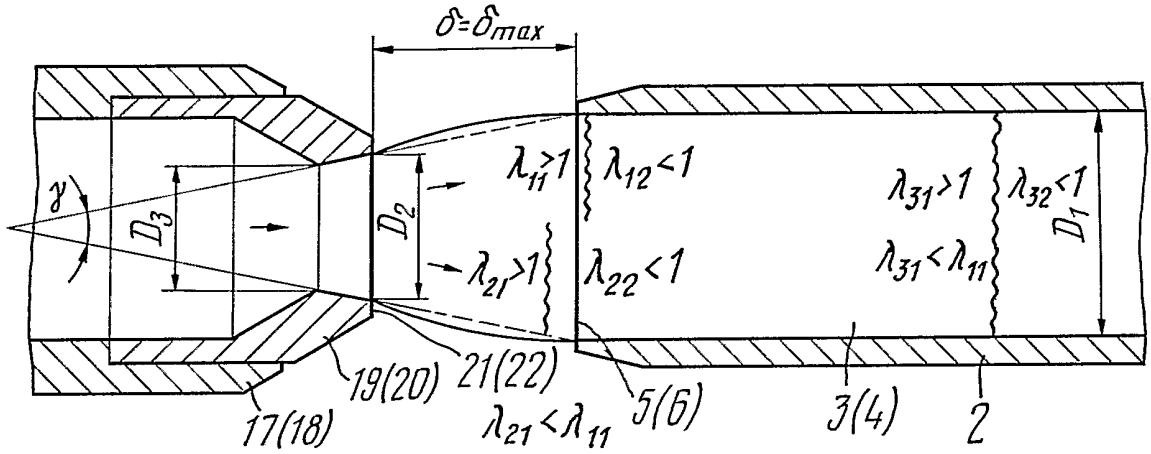


FIG. 6

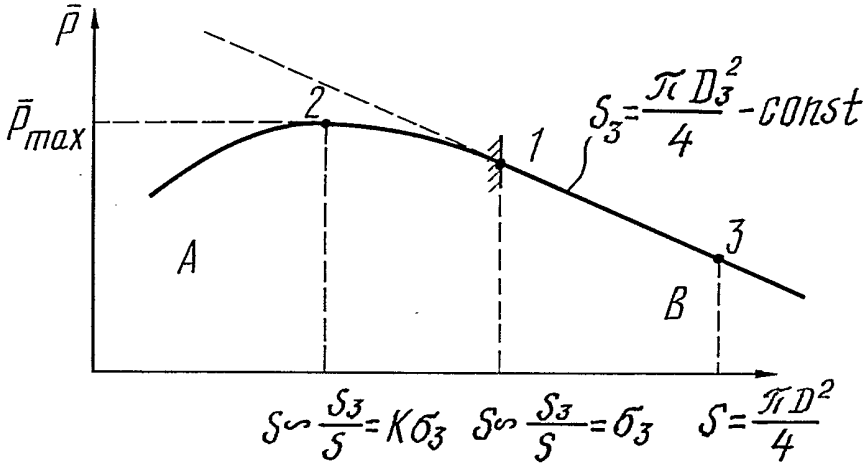


FIG. 7

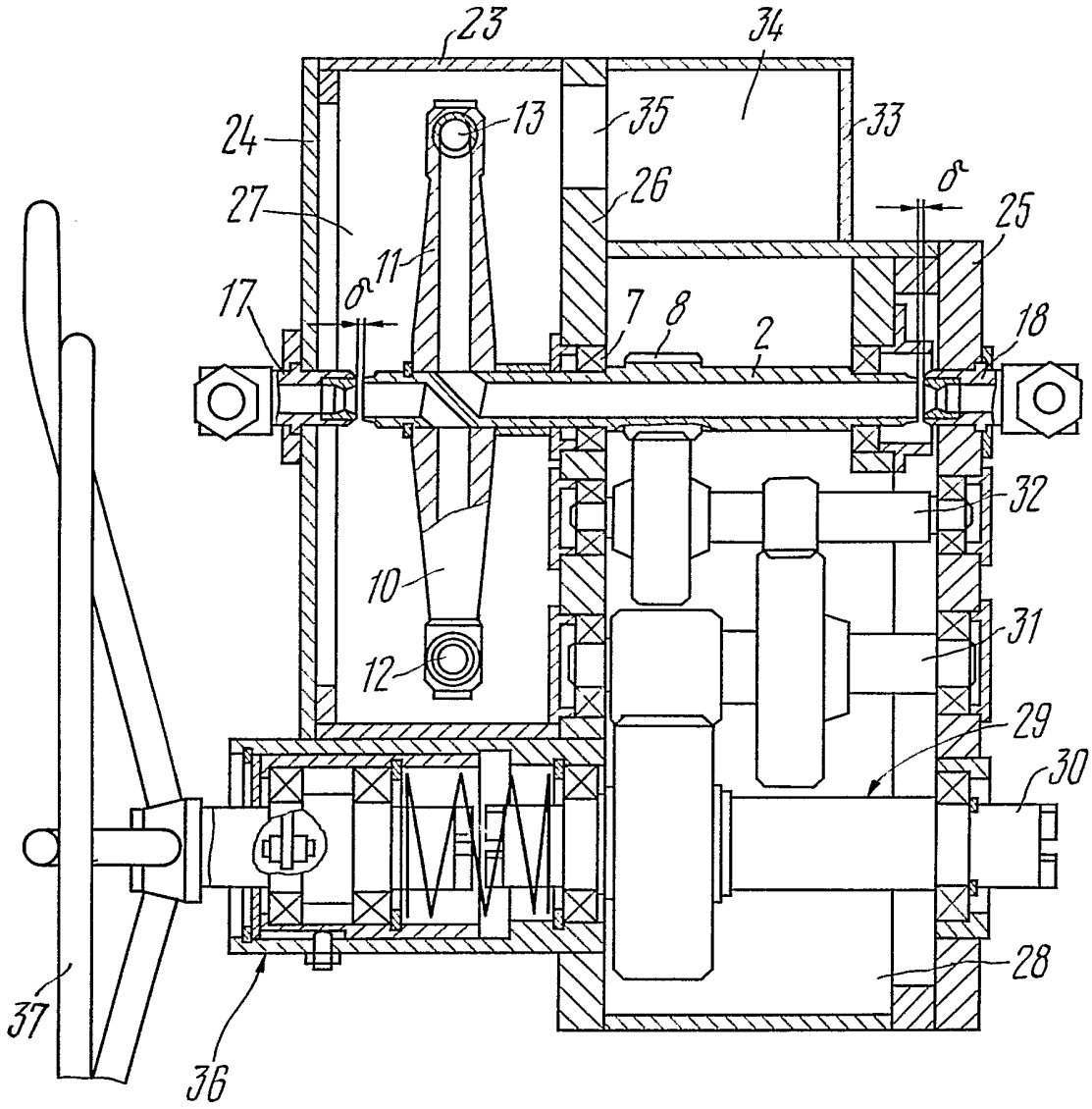


FIG. 8

REPUBLIQUE FRANÇAISE

INSTITUT NATIONAL
de la
PROPRIETE INDUSTRIELLE

2658862

N° d'enregistrement national

RAPPORT DE RECHERCHE

établi sur la base des dernières revendications déposées avant le commencement de la recherche

FR 9002535
FA 438499

DOCUMENTS CONSIDERES COMME PERTINENTS

Catégorie	Citation du document avec indication, en cas de besoin, des parties pertinentes	Revendications concernées de la demande examinée
A	FR-A-994337 (COMPAGNIE PARISIENNE D'OUTILLAGE A AIR COMPRIME) * le document en entier *	1-3
A	DE-B-1032273 (ZWIRNEREI UND NÄHFADENFABRIK GÖGGINGEN) * colonne 3, lignes 57 - 61; figure 1 *	1-3
A	FR-A-2335135 (J.F.G.M.L.CHARPENTIER) * revendications 1-4; figures *	1-3
A	WO-A-8810358 (G.SAGNIAL,J.CHAUQUET) * page 3, ligne 28 - page 4, ligne 31 * * figure 1 *	1-3
A	DE-A-3507795 (T. STOJICIC) * page 4, lignes 25 - 26; figure 1 *	1-3

DOMAINES TECHNIQUES RECHERCHES (Int. Cl.5)

F01D
F02K
F16L
F15D

Date d'achèvement de la recherche
17 OCTOBRE 1990

Examinateur
CRIADO Y JIMENEZ, F.

CATEGORIE DES DOCUMENTS CITES

X : particulièrement pertinent à lui seul
Y : particulièrement pertinent en combinaison avec un autre document de la même catégorie
A : pertinent à l'encontre d'au moins une revendication ou arrière-plan technologique général
O : divulgation non-écrite
P : document intercalaire

T : théorie ou principe à la base de l'invention
E : document de brevet bénéficiant d'une date antérieure à la date de dépôt et qui n'a été publié qu'à cette date de dépôt ou qu'à une date postérieure.
D : cité dans la demande
L : cité pour d'autres raisons

& : membre de la même famille, document correspondant

EPO FORM 1503 03.82 (P0413)