



CONFÉDÉRATION SUISSE

OFFICE FÉDÉRAL DE LA PROPRIÉTÉ INTELLECTUELLE

⑤① Int. Cl.³: D 01 H 7/56**Brevet d'invention délivré pour la Suisse et le Liechtenstein**

Traité sur les brevets, du 22 décembre 1978, entre la Suisse et le Liechtenstein

⑫ FASCICULE DU BREVET A5

⑪

642 689

②① Numéro de la demande: 5689/80

②② Date de dépôt: 25.07.1980

③③ Priorité(s): 03.08.1979 FR 79 19933
 28.09.1979 FR 79 24184
 28.09.1979 FR 79 24185
 23.11.1979 FR 79 28895
 10.07.1980 FR 80 15351

②④ Brevet délivré le: 30.04.1984

④⑤ Fascicule du brevet
 publié le: 30.04.1984

⑦③ Titulaire(s):
 Société Alsacienne de Constructions Mécaniques
 de Mulhouse, Mulhouse (FR)

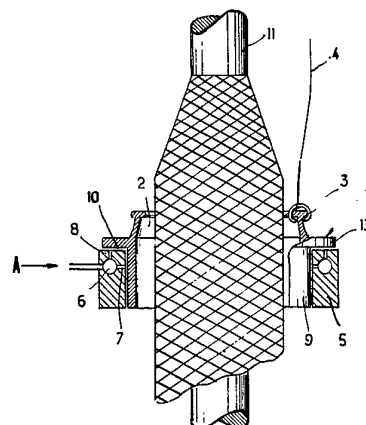
⑦② Inventeur(s):
 Jacques Le Chatelier, Riedisheim (FR)

⑦④ Mandataire:
 Patentanwälte W.F. Schaad, V. Balass, E.E.
 Sandmeier, Zürich

⑤④ Ensemble d'un anneau tournant et de son palier-butée pneumatique pour machine textile et machine textile comportant un tel ensemble.

⑤⑦ Le poids du rotor de l'anneau tournant (1) et la surface radiale (10) de sustentation pneumatique du rotor sont choisis de façon telle que la pression spécifique de l'anneau (1) sur sa butée (5) ait une valeur supérieure à 70 kg/m^2 grâce à quoi le régime de sustentation aérodynamique de l'anneau (1) peut s'établir et entretenir la rotation de l'anneau lors de la coupure de l'alimentation en air comprimé.

On obtient ainsi un arrêt rapide de l'anneau en cas d'arrêt de la broche (11), ce qui évite que le fil se dévide et s'emmêle.



REVENDICATIONS

1. Ensemble d'un anneau tournant et de son palier-butée pneumatique à alimentation en air comprimé, pour machine textile, caractérisé en ce que la pression spécifique de l'anneau (1) sur sa butée (5) est supérieure à 70 kg/m², grâce à quoi le régime aérodynamique de sustentation de l'anneau ne peut s'établir lors de la coupure de l'alimentation d'air comprimé.

2. Ensemble suivant la revendication 1 à alimentation en air comprimé à une pression d'environ 50 mm de Hg, caractérisé en ce que la pression spécifique de l'anneau (1) sur sa butée (5) est comprise entre 70 et 100 kg/m².

3. Ensemble suivant la revendication 2, caractérisé en ce que le rotor de l'anneau est pourvu d'une collerette radiale (13) coopérant, pour la sustentation, avec une surface radiale en regard du stator du palier pneumatique.

4. Ensemble suivant l'une des revendications 1 à 3, dans lequel le rotor de l'anneau est pourvu d'une collerette radiale coopérant, pour la sustentation, avec une surface frontale conjuguée du stator du palier pneumatique, caractérisé en ce que des conduits longitudinaux (8) d'amenée d'air comprimé, qui débouchent sur la surface frontale (10) du palier-butée (5), présentent un étranglement (22) à distance de la surface frontale (10).

5. Ensemble suivant la revendication 4, caractérisé en ce que la distance des étranglements (22) à la surface frontale (10) du palier-butée (5) est sensiblement égale à la moitié du diamètre des conduits (8) d'amenée d'air comprimé.

6. Ensemble suivant l'une des revendications 4 ou 5, caractérisé en ce que la section des étranglements (22) est, au plus, égale au dixième de celle des conduits (8) d'amenée d'air comprimé.

7. Ensemble suivant l'une des revendications 4 à 6, caractérisé en ce que le stator du palier-butée (5) est composé de deux pièces (5A, 5B) de forme générale cylindrique emboîtées l'une dans l'autre et laissant entre elles une chambre (6) délimitée par deux joints toriques (27, 28) interposés entre ces deux pièces, la pièce extérieure (5B) étant adaptée à être reliée à une source d'air comprimé (A), tandis que la pièce intérieure (5A) présente des conduits radiaux (7) du palier en communication avec la chambre (6) pour l'admission de l'air de centrage du rotor (1) ainsi que les conduits longitudinaux (8) à étranglement (22) pratiqués dans une collerette de la pièce intérieure (5A) et en communication également avec la chambre (6) pour l'admission de l'air de positionnement axial du rotor (1) dans le palier-butée (5).

8. Ensemble suivant la revendication 7, caractérisé en ce que la distance circonférentielle entre les conduits radiaux (7) est sensiblement égale à la moitié de la hauteur du stator.

9. Ensemble suivant l'une des revendications 7 ou 8, caractérisé en ce que les conduits radiaux (7) d'amenée d'air comprimé dans l'espace annulaire cylindrique (12) compris entre le rotor (1) et le stator (5) débouchent sensiblement à mi-hauteur du palier (5).

10. Ensemble suivant l'une des revendications 1 à 9, caractérisé en ce que le couple résistant de frottement de l'anneau (1) dans son palier (5) est ajustable en fonction de la masse du curseur (3) utilisé de telle manière que la vitesse relative du curseur et de l'anneau ne puisse jamais être nulle.

11. Ensemble suivant l'une des revendications 1 à 10, caractérisé en ce que la partie inférieure de l'anneau (1) est munie d'ailettes (102, 152).

12. Ensemble suivant la revendication 11, caractérisé en ce que les ailettes (102, 152) sont disposées d'une manière équidistante sur une couronne (150).

13. Ensemble suivant la revendication 12, caractérisé en ce que les ailettes (102, 152) sont disposées radialement sur la couronne (150).

14. Ensemble suivant la revendication 11, caractérisé en ce que les ailettes (102, 152) sont inclinées par rapport à la direction radiale.

15. Ensemble suivant la revendication 12, caractérisé en ce que la couronne (150) qui porte les ailettes est rendue solidaire de la

partie inférieure de l'anneau (1) d'une manière amovible, par exemple à l'aide d'une bague élastique (153).

16. Ensemble suivant l'une des revendications 11 à 15, caractérisé en ce que le diamètre extérieur de l'ensemble d'ailettes (152) ne dépasse pas l'alésage du palier (5).

17. Machine textile, comportant un ensemble d'un anneau tournant et de son palier suivant la revendication 1, avec un moteur d'entraînement d'une broche rotative associée à cet anneau tournant, caractérisée en ce qu'elle comporte des moyens (53) de commande de réduction de la vitesse du moteur (54) d'entraînement de la broche à l'instant où la bobine (50) devient pleine, un dispositif de temporisation (62) informé par les moyens de commande de réduction de la vitesse du moteur d'entraînement de la broche, des moyens (63, 64) d'interruption de l'arrivée d'air comprimé au palier-butée (5) informés par le dispositif de temporisation à l'expiration du temps de temporisation, et des moyens (56) de commande d'arrêt du moteur d'entraînement de la broche.

18. Machine textile suivant la revendication 17, caractérisée en ce qu'elle comporte un détecteur (53) de proximité de la bobine (50) qui se forme sur la broche rotative, adapté à informer les moyens (56) de commande de réduction de la vitesse du moteur (54) d'entraînement de la broche.

La présente invention concerne un ensemble d'un anneau tournant et de son palier-butée pneumatique à alimentation en air comprimé pour machine textile, par exemple continu à filer ou machine à retordage, et une machine textile comportant un tel ensemble.

On sait que, sur les continus à filer ou les machines à retordre, on cherche à augmenter la production grâce à une plus grande vitesse de rotation des broches.

Dans le but d'augmenter la vitesse de rotation des broches, les anneaux sont montés sur paliers fluides pneumatiques qui suppriment presque totalement les frottements entre l'anneau tournant (rotor) et le palier-butée (stator) dans lequel il tourne. Des vitesses de l'ordre de 20 000 tr/min sont ainsi possibles pour la rotation des broches. Pourtant, ce dispositif présente un sérieux inconvénient. Lors d'un arrêt intempestif du continu à filer, par exemple à la suite d'une panne de secteur, les anneaux continuent de tourner après l'arrêt des broches, en raison de l'établissement d'un régime aérodynamique après l'interruption de la fourniture d'air comprimé. Quand l'anneau tourne plus vite que la broche, le fil se dévide et s'emmêle.

Pour remédier à cet inconvénient, il peut être fait appel à des procédés de freinage électromagnétique de l'anneau tournant, par exemple du type de ceux décrits dans le brevet français N° 1009779.

Ces procédés nécessitent d'adjoindre à chaque anneau un électro-aimant; il faut prévoir également une source de courant d'alimentation de ces électro-aimants, un dispositif de synchronisation du freinage et de l'arrêt du moteur d'entraînement des broches. Tout cela complique considérablement le montage du continu à filer et accroît son prix de revient.

La présente invention consiste à définir une configuration d'anneaux tournants telle que, en coupant l'arrivée d'air comprimé, l'anneau s'arrête plus rapidement que la broche qui le traverse. A cet effet, l'ensemble selon l'invention comprend les caractéristiques définies par la revendication 1.

Suivant une forme avantageuse de réalisation de l'invention, les caractéristiques de construction de l'anneau sont telles que la pression spécifique de cet anneau sur sa butée est comprise entre 70 et 100 kg/m². Un tel anneau peut fonctionner de façon satisfaisante dans un palier pneumatique alimenté en air comprimé à relativement basse pression, par exemple de l'ordre de 50 mm de Hg. Une machine textile comportant un tel ensemble est définie par la revendication 17.

Le respect de divers impératifs (vitesse relative du curseur et de l'anneau, frottement du curseur sur l'anneau, échauffement du curseur) impose un certain nombre de précautions lors de l'arrêt d'un continu à filer équipé d'anneaux conformes à ceux décrits dans ce qui précède. L'arrêt automatique doit donc comporter un certain nombre de séquences définies en fonction des impératifs énoncés ci-dessus.

On a observé que, pour obtenir un fil de bonne qualité, grâce à une tension de filage aussi constante que possible, et pour limiter les casses dues à la surtension lors du renvidage à la pointe du cône de la bobine, il faut que la vitesse du curseur soit toujours légèrement supérieure à celle de l'anneau.

L'invention sera mieux comprise à la lecture de la description détaillée qui suit et à l'examen des dessins annexés qui représentent, à titre d'exemples non limitatifs, divers modes de réalisation de l'invention. Sur ces dessins :

la fig. 1 représente, partiellement en coupe, un anneau tournant de continu à filer monté dans un palier-butée à air comprimé, lui-même traversé par la broche sur laquelle le curseur bobine le fil fourni par le délivreur (non représenté);

la fig. 2 schématise, en l'exagérant, l'obliquité de l'axe de rotation de l'anneau par rapport à l'axe de symétrie du palier;

la fig. 3 représente, partiellement en élévation et partiellement en coupe, l'agencement des conduits d'arrivée d'air comprimé au palier pneumatique d'un anneau tournant;

la fig. 4 représente les courbes de décélération de la broche et de l'anneau rotatif d'un continu à filer;

la fig. 5 montre une séquence d'arrêt de la machine conforme au principe de l'invention;

la fig. 6 schématise une installation permettant de réaliser la séquence d'arrêt de la fig. 5;

la fig. 7 représente, en plan, l'emplacement d'un poste de filature sur la plate-bande porte-anneaux;

la fig. 8 montre un dispositif de freinage en place à un poste de filature, pour le freinage collectif et individuel d'anneaux tournants;

la fig. 9 est une coupe selon A de la fig. 1;

la fig. 10 représente cette même coupe avec le dispositif de freinage en action;

la fig. 11 montre le système d'articulation du dispositif de freinage;

la fig. 12 représente une vue d'ensemble d'un anneau tournant, muni d'un dispositif de freinage aérodynamique empêchant que la vitesse relative du curseur et de l'anneau puisse être nulle;

la fig. 13 représente un mode de réalisation d'un dispositif avec demi-vue en élévation et demi-vue en coupe;

la fig. 14 est une vue en plan de la fig. 13;

la fig. 15 représente une variante avec les mêmes vues que sur la fig. 13;

la fig. 16 représente le couple de friction du curseur en fonction de la vitesse relative dudit curseur et de l'anneau, et

la fig. 17 montre le couple résistant de l'anneau dans son palier en fonction de sa vitesse.

On se réfère tout d'abord aux fig. 1 et 2.

La fig. 1 représente un anneau tournant 1 de continu à filer, portant un rail 2 sur lequel se déplace le curseur 3 sous l'influence du fil 4 provenant d'un délivreur non représenté. Le mouvement du curseur 3 entraîne en rotation l'anneau 1 qui tourne dans un stator ou palier-butée pneumatique 5. L'air comprimé fourni à basse pression (50 mm de Hg) par une soufflante, non représentée, arrive en A dans une chambre 6 et ressort par les ajutages 7, 8. L'air passant par les orifices 7 assure le centrage de l'anneau 1 en agissant sur le manchon cylindrique 9 qui le prolonge vers le bas. L'air émis au travers des ouvertures 8 produit la sustentation de l'anneau 1 qui peut alors tourner sans contact avec la surface de butée 10. La broche porte-bobine 11 traverse le palier-butée 5 coaxialement à lui. Cette broche 11 est entraînée en rotation d'une manière connue, non représentée.

L'examen de cette fig. 1 met en évidence un certain nombre d'impératifs pour la réalisation de l'anneau tournant 1 et de son montage dans le palier-butée 5.

Le diamètre intérieur du manchon cylindrique 9 sous l'anneau tournant 1 doit être supérieur au diamètre de la piste du curseur 3 puisque la bobine de fil doit passer à l'intérieur de ce manchon 9.

La présence du curseur 3 sur l'anneau 1 provoque un balourd qui fait que l'axe de rotation $X'_1X'_2$ de l'anneau tournant 1 est oblique par rapport à l'axe de symétrie X_1X_2 de son palier-butée 5.

Le jeu 12 entre le palier 5 et la partie 9 de l'anneau doit être suffisant pour accepter cette obliquité de l'axe de rotation de l'anneau 1. Un jeu de l'ordre de 5/100 mm est satisfaisant (fig. 2).

La pression de l'air comprimé est imposée par l'installation choisie. Pour obtenir une pression supérieure, il faudrait une installation beaucoup plus importante avec un compresseur haute pression.

L'épaisseur de l'anneau 1 est définie pour qu'il ne subisse pas de déformations au cours de son mouvement de rotation. Son poids est donc pratiquement fixé.

La poussée de l'air assurant sa sustentation doit équilibrer son poids en tenant compte de la tension du fil 4 qui tend à tirer l'anneau 1 vers le haut.

Le paramètre sur lequel il est possible de jouer pour éviter que s'établisse un régime aérodynamique à l'arrêt de l'air comprimé est la pression spécifique de l'anneau 1 sur la surface 10 de sa butée.

Pratiquement, cela revient à faire varier le diamètre extérieur de l'anneau 1, c'est-à-dire le diamètre extérieur de la collerette radiale 13 qui coopère avec la surface 10 en regard du stator 5.

A la construction de l'anneau, on choisit le diamètre extérieur de la collerette 13, en fonction du poids de l'anneau, de façon que la pression spécifique de l'anneau sur sa butée soit supérieure à 70 kg/m².

A titre d'exemple, on peut indiquer qu'on a effectué des séries d'essais sur trois modèles d'anneaux ayant des diamètres de pistes de curseur respectivement égaux à 50, 57 et 90 mm.

Pour ces trois types d'anneaux, on a pu vérifier que le freinage est correct pour des valeurs de pression spécifique comprises entre 70 et 100 kg/m².

Pour des valeurs inférieures à 70 kg/m², le régime aérodynamique s'établit et l'anneau continue de tourner après la coupure du jet d'air comprimé. Pour des valeurs supérieures à 100 kg/m², la pression aérostatique réalisable avec l'installation d'air comprimé à basse pression est insuffisante pour assurer la sustentation de l'anneau.

Il ressort bien de ce qui précède que l'arrêt de la rotation de l'anneau tournant d'un continu à filer en même temps que la broche associée est possible, et cela sans nécessiter aucune modification coûteuse augmentant le prix de l'appareil.

Le fait que le système ne doive pas pouvoir fonctionner en régime aérodynamique impose obligatoirement deux séries d'orifices d'alimentation du palier en air comprimé: les uns assurent le centrage du rotor à l'intérieur du stator, les autres la sustentation dudit rotor par rapport à sa butée. En outre, la fuite d'air comprimé étant permanente, il importe de la réduire autant que faire se peut pour éviter une consommation d'énergie exagérée. L'alimentation en air comprimé doit être étudiée de manière:

1. à assurer le centrage rigoureux du rotor à l'intérieur du stator, compte tenu du balourd provoqué par le curseur;
2. à assurer la sustentation stable de l'anneau au-dessus de sa butée;
3. à nécessiter une fuite d'air comprimé aussi réduite que possible;
4. à supprimer le coussin d'air entre l'anneau et sa butée quand l'alimentation en air comprimé est coupée, et ainsi réaliser le freinage de l'anneau par friction sur sa butée.

On va décrire dans ce qui suit, à propos de la fig. 3, un anneau tournant dont le palier-butée pneumatique est alimenté en air comprimé par des orifices dont la forme et le nombre sont tels que les impératifs ci-dessus sont satisfaits.

Si l'on se réfère à la fig. 3, on voit que, de la même manière que dans le mode de réalisation des fig. 1 et 2, il existe, entre le stator 5 et le rotor 9, un jeu radial 12 dans lequel l'air comprimé arrivant par les conduits radiaux 7 crée un coussin d'air destiné à centrer le rotor à l'intérieur du stator et, tel que, malgré le balourd dû à la présence du curseur 3, il ne puisse jamais se produire de contact entre les surfaces cylindriques du stator 5 et du rotor 9; sinon, il y aurait risque de grippage. Le palier doit donc présenter une raideur radiale aussi grande que possible. A cet effet, il faut que le coussin d'air occupe tout l'espace cylindrique annulaire compris entre les deux pièces 5 et 9. Or, l'air comprimé qui arrive par un conduit 7 crée, tout autour de l'orifice de sortie de ce conduit, une zone de pression. Comme le jeu entre les surfaces cylindriques en regard des pièces 5 et 9 est très faible, il s'établit un coussin d'air de pression moyenne p_m . Pour que les zones de pression produites à la sortie de chacun des conduits 7 se rejoignent et que le coussin d'air soit continu, il a été trouvé que la distance circonférentielle entre deux conduits consécutifs doit être de l'ordre de la moitié de la hauteur du palier-butée. Ainsi, dans le cas d'un rotor de 64 mm de diamètre et de 20 mm de hauteur, d'excellents résultats sont obtenus avec 18 conduits régulièrement espacés circonférentiellement dans l'alésage du stator, à mi-hauteur de celui-ci.

Comme il a été dit ci-dessus, un fonctionnement en régime aérostatique exige une arrivée permanente d'air comprimé perpendiculairement à la butée frontale 10 afin d'établir un coussin d'air axial entre la butée et l'anneau tournant, ledit coussin étant supprimé quand la fourniture d'air comprimé est interrompue. Chaque conduit longitudinal 8 d'alimentation en air comprimé présente la forme dessinée sur la fig. 3. Il comprend une partie cylindrique 21 suivie d'un étranglement 22, à une faible distance de la butée frontale 10 puis d'une portion 23 sensiblement de même diamètre que celui de la partie 21. La vitesse de l'air dans l'étranglement 22 est égale à la vitesse critique pour le rapport donné des pressions d'air à l'entrée et à la sortie. A l'entrée, la pression a la valeur p_1 de l'air fourni par le compresseur utilisé. La pression de sortie p_2 est égale à la pression atmosphérique. Le débit de l'air dans l'étranglement est donc constant, quelle que soit la pression moyenne p_m dans le coussin d'air. Le diamètre de l'étranglement est déterminé en fonction de la valeur du jeu axial souhaité 24 entre le rotor et sa butée et la portance est fonction du nombre de conduits longitudinaux 8.

Il est apparu que, si la portance est trop élevée, des phénomènes de pompage se manifestent et la position de l'anneau 2 n'est pas stable. Il faut donc prévoir un nombre de conduits longitudinaux d'amenée d'air comprimé tel que les zones de pression de chacun d'eux ne se recoupent pas et que le coussin d'air soit discontinu. S'il est trop important, l'anneau flotte.

Un fonctionnement très stable est assuré, dans l'exemple précité, avec six conduits longitudinaux 8. L'étranglement 22 a été évalué à un diamètre de 0,3 mm pour un jeu de 50 μ . La section de la partie cylindrique 21, 23, de gros diamètre, doit être au moins dix fois supérieure à celle de l'étranglement 22 si l'on veut éviter des pertes de charge. Dans la réalisation décrite, la vitesse de l'air dans l'étranglement atteint 290 m/s et seulement 7 m/s dans les parties cylindriques de gros diamètre. Les pertes de charge sont donc négligeables. Avec ce dispositif, la consommation d'air comprimé est de 4 l/min sous 70 mbar, ce qui est très faible comparativement à d'autres installations. En outre, le fonctionnement en régime aérostatique avec écoulement continu d'air comprimé se montre très favorable sur le plan textile, car il évite l'encrassement du palier et les arrêts pour le nettoyage.

Pour des raisons de fabrication, notamment pour l'exécution des parties cylindriques de gros diamètre 21 des conduits axiaux 8, le stator 5 a été réalisé en deux pièces, à savoir: une pièce intérieure 5A qui présente la surface supérieure de butée 10 ainsi que les conduits radiaux 7, et une pièce extérieure 5B, qui est enfilée sur la pièce intérieure 5A et qui présente la chambre 6 avec l'arrivée A d'air comprimé. Deux joints toriques 27, 28 assurent l'étanchéité entre les deux pièces 5A, 5B.

On va maintenant décrire, à propos des fig. 4, 5 et 6, une commande d'arrêt de machines textiles à broches, telles que continus à filer, dans lesquelles des anneaux rotatifs, établis conformément à ce qui précède, tournent dans des paliers-butées aérostatiques et sont freinés par coupure de l'alimentation en air comprimé.

Il a été reconnu que la vitesse de rotation des anneaux de continus à filer, et de machines textiles de retordage, doit toujours être inférieure à la vitesse de rotation des broches. Lorsque les deux vitesses deviennent synchrones, la tension du fil tombe brusquement et le processus de filage devient irrégulier. Si l'anneau tournait plus vite que la broche, la bobine de filé se déviderait.

Il est également bien connu que l'échauffement du curseur par frottement sur l'anneau est d'autant plus grand que la vitesse relative de ces deux pièces est plus élevée. En particulier, si un curseur glisse sur un anneau immobile, la vitesse de la broche doit être assez faible pour que l'échauffement produit ne détériore pas le curseur.

Comme il a été indiqué plus haut, le respect de ces impératifs impose un certain nombre de précautions lors de l'arrêt d'un continu à filer équipé d'anneaux tournants. L'arrêt automatique doit donc comporter un certain nombre de séquences définies en fonction des impératifs énoncés ci-dessus.

A cet effet, on maintient toujours la vitesse de l'anneau à une valeur inférieure à celle de la vitesse de la broche et, lors de l'arrêt de la machine, pour arrêter l'anneau, on coupe l'alimentation en air comprimé dans le palier-butée au moment où la vitesse de la broche est descendue à une valeur suffisamment faible pour que le curseur puisse glisser sur l'anneau immobile sans subir un échauffement préjudiciable à sa bonne conservation.

Un continu à filer est schématiquement représenté sur la fig. 6, tandis que les fig. 4 et 5 illustrent le processus d'arrêt de la machine.

Comme il a été dit ci-dessus, les décélérations de la broche qui porte une bobine 50 (fig. 6) et de l'anneau rotatif doivent être telles que la vitesse II de l'anneau reste toujours inférieure à celle I de la broche (fig. 4).

Dans le cas où le freinage de l'anneau rotatif est réalisé par frottement sur sa butée après suppression du débit d'air comprimé qui assurerait sa sustentation, l'instant auquel cette suppression se produit est fonction essentiellement du coefficient de frottement entre l'anneau et sa butée. Cet instant peut être déterminé par le calcul, ou expérimentalement, pour satisfaire aux impératifs énoncés ci-dessus.

La fig. 5 représente une séquence d'arrêt d'un continu à filer pour l'établissement de laquelle il a été tenu compte de tous ces impératifs. Comme sur la fig. 4, la courbe I se rapporte à la broche et la courbe II à l'anneau.

Les parties respectives A et A' de ces deux courbes figurent la vitesse constante de la machine pendant l'opération de filage. Le temps t_1 est celui auquel la bobine 50 est complètement remplie, c'est-à-dire jusqu'à sa partie supérieure. Il va donc falloir arrêter la machine pour procéder à la levée des bobines. On considère, par exemple, que la machine est entraînée par un moteur à courant continu 54 (fig. 6) alimenté par l'intermédiaire d'un variateur de vitesse électronique 56; la vitesse du moteur à courant continu 54 est mesurée au moyen d'une dynamo tachymétrique 55 dont la tension de sortie est appliquée au variateur électronique 56 et comparée à une tension de référence prélevée aux bornes d'un circuit résistance-capacité 57. L'alimentation du moteur 54 est réglée de manière connue à partir de la différence entre la tension aux bornes du circuit résistance-capacité 57 et la tension aux bornes de la dynamo tachymétrique 55. La pente et la durée de la variation de vitesse sont fonction de la courbe de décharge du condensateur 59 dans la résistance 58. La réduction de la vitesse du moteur 54 à partir de l'instant t_1 auquel les bobines sont pleines est commandée, par exemple, par un détecteur de proximité 53 placé au niveau de la partie supérieure de la bobine 50, de tout type classique approprié, magnétique, capacitif, photoélectrique, mécanique, etc.

A titre de variante, le continu à filer pourrait être équipé d'un moteur asynchrone. Il serait alors associé à un variateur de vitesse,

par exemple à courroies, entraîné à la vitesse souhaitée par un servomoteur.

Le moteur pourrait encore être un moteur à bagues dont on réglerait la vitesse en modifiant la position des balais au moyen d'un servomoteur.

Quelle que soit la solution adoptée, la vitesse des broches et, par voie de conséquence, celle des anneaux rotatifs, diminuent jusqu'aux valeurs v_2 et v'_2 respectivement.

Ces valeurs ont été déterminées parce que ce sont celles à partir desquelles le curseur peut glisser sur l'anneau sans subir un échauffement dangereux, même lorsque la vitesse relative entre ces deux mobiles augmente.

Au temps t_2 auquel sont atteintes ces deux vitesses, on interrompt la fourniture d'air comprimé aux paliers aérostatiques. La coupure peut avantageusement être réalisée de la manière suivante : le détecteur de proximité 53 déclenche à l'instant t_1 un dispositif de temporisation 62 de tout modèle connu approprié. Au temps t_2 , celle-ci ferme une vanne 63, par exemple électromagnétique, placée entre un réservoir d'air comprimé 64 et l'anneau (non représenté). La vitesse de l'anneau décroît rapidement et, au temps t_3 , il est immobile. En même temps, la décélération de la broche continue sous l'influence du variateur de vitesse 56.

Aussitôt après l'arrêt de l'anneau, dès que la plate-bande porte-anneaux se trouve en position haute et commence son mouvement de descente, commence l'opération bien connue de sous-renvidage pendant laquelle les broches tournent à la bitesse constante v_3 qu'elles avaient atteinte au moment de l'immobilisation de l'anneau. Cette opération ne fait pas partie de l'invention et ne sera donc pas décrite.

A la fin du sous-renvidage, un interrupteur 65 de tout modèle connu approprié, commandé par l'extrémité inférieure de la bobine 50, coupe l'alimentation en courant électrique du moteur 54 de la machine qui s'arrête dans la position permettant la levée, manuelle ou automatique, des bobines.

On a déjà décrit, dans ce qui précède, un procédé de détermination et de réalisation d'anneaux tournants utilisés dans l'industrie textile, notamment sur les continus à filer à broches, le but de ce procédé étant d'obtenir un anneau tournant en régime aérostatique sur coussin d'air à basse pression et qui retombe sur sa butée, sans qu'un régime de sustentation aérodynamique puisse s'établir, quand l'alimentation en air comprimé est coupée, le frottement de l'anneau sur sa butée assurant le freinage et l'arrêt de celui-ci.

Comme il a été décrit à propos des fig. 4, 5 et 6, ce mode de freinage implique que la coupure de l'air comprimé intervienne à un moment où la vitesse du continu à filer est déjà suffisamment faible pour que l'accroissement de la vitesse relative entre l'anneau et le curseur ne provoque pas un échauffement capable d'endommager ce dernier. Cela s'effectue grâce à une séquence d'arrêt qui se déroule suivant un programme déterminé.

Cependant, cette séquence n'intervient que dans les arrêts volontaires du continu à filer. En cas de panne de secteur ou d'arrêt en catastrophe pour une cause accidentelle, la fourniture d'air comprimé demeure un certain temps après la coupure du courant, de sorte que l'anneau finit par tourner plus vite que le curseur et le fil se débobine et s'emmêle. D'autre part, en cas de casse de fil sur une broche, il est bon de pouvoir freiner l'anneau correspondant, et lui seul, pour procéder à la rattache. Souvent l'opérateur recourt à des moyens de fortune en faisant frotter l'anneau sur un quelconque objet trouvé à portée de sa main, ce qui n'est pas toujours sans danger. Enfin, sur certaines machines simples, ne tournant pas à des vitesses très élevées, la dépense du programme de la séquence d'arrêt ne peut être envisagée.

Toutes ces considérations ont conduit à prévoir, en plus ou à la place du système de freinage décrit, un freinage mécanique grâce auquel il est possible d'agir sur tous les anneaux en même temps ou bien sur un seul.

On va décrire maintenant, à propos des fig. 7 à 11, un système de freinage tel que le freinage peut être commandé soit par air com-

primé, soit manuellement, pour réaliser le freinage collectif ou individuel des anneaux.

Chaque poste de filature est équipé d'un anneau 81 tournant sur coussin d'air dans un palier-butée 82 qui repose sur une plate-bande porte-anneaux 83. Vers l'extérieur du métier, le logement circulaire 84 du palier-butée 82 est prolongé par une encoche rectangulaire 85. Entre cette encoche 85 et le bord de la plate-bande porte-anneaux 83 est foré un trou circulaire 86 tel que la droite des centres des ouvertures 84 et 86 se confonde avec l'axe de symétrie de l'encoche 85 (fig. 7). Une pièce 87 dont la largeur est égale à la longueur de l'encoche 85 recouvre la partie de la plate-bande porte-anneaux 83 comprise entre l'encoche 85 et le bord extérieur de ladite plate-bande. Sur la fig. 9, il est visible que la pièce 87 comporte un corps 88 reposant sur la plate-bande porte-anneaux 83, un nez 89 vers l'extérieur de la machine et une partie 90 formant charnière autour du bord 91 de l'encoche 85. Sur le corps 88 est fixée, par exemple par collage, une substance présentant un coefficient de frottement élevé tel qu'un patin de Férodo (marque déposée) 92. La pièce 87, vue du côté charnière, présente la configuration de la fig. 10. L'extrémité de la partie 90 s'élargit en 93 afin que sa largeur soit substantiellement supérieure à la longueur de l'encoche 85 pour qu'elle ne puisse s'en échapper. Un fer à U 94 court tout le long du métier sous les alésages 86. Le fond de ce fer à U 94 est occupé par un tuyau en matière plastique 95 souple aplati sur lui-même, présentant ainsi une section sensiblement elliptique. A chaque poste de filature, un poussoir 96 est posé sur le tuyau 95 et affleure au centre de l'ouverture 86 le niveau de la plate-bande porte-anneaux 83.

Le fonctionnement du dispositif est le suivant : en cas de coupure de courant, volontaire ou accidentelle, une vanne électromagnétique, s'ouvrant par manque d'alimentation, dirige de l'air comprimé dans le tuyau 95. Celui-ci reprend sa section circulaire exerçant une poussée sur le poussoir 96 qui a tendance à sortir de son logement par l'ouverture 86. Dans ce mouvement, il appuie sur le corps 88 de la pièce 87 et celle-ci pivote autour du bord 91 de l'encoche 85, amenant le patin de Férodo 92 en contact avec la tranche de l'anneau tournant 81 qui est ainsi freiné par frottement.

L'air comprimé alimentant le tuyau 95 peut provenir de toute source connue : distribution générale dans l'usine, compresseur desservant l'atelier de filature, etc. La poussée sur la pièce 87 en fonction de la pression de l'air comprimé fourni peut être ajustée en choisissant judicieusement la section de la base du poussoir qui repose sur le tuyau 95.

Suivant une variante avantageuse, on utilise l'air comprimé qui alimente les paliers pneumatiques dans lesquels tournent les anneaux. Une vanne électromagnétique à double effet dirige l'air comprimé vers les paliers 82 quand elle est sous tension et vers le tuyau 95 quand le courant est coupé. Ce système possède l'avantage d'un freinage dégressif. En effet, quand le courant est coupé, le ventilateur qui fournit l'air comprimé continue à tourner en raison de son inertie, mais de plus en plus lentement. Il fournit donc de l'air sous une pression de plus en plus faible. A mesure que l'anneau se trouve freiné, la force de freinage diminue, ce qui est favorable pour un arrêt en douceur. Quand la fourniture d'air comprimé est interrompue, le tuyau 95 reprend sa forme elliptique et la pièce 87 retourne à sa position de départ.

En cas de casse de fil à un poste de filature, il suffit de pousser manuellement le nez 89 de la pièce 87 pour que celle-ci bascule et amène le patin de Férodo 92 au contact de l'anneau tournant 81. Lorsque celui-ci est arrêté, il est facile de procéder à la rattache du fil.

On va décrire maintenant, à propos des fig. 12 à 17, un autre mode de réalisation d'un anneau tournant dans lequel on applique un couple résistant à l'anneau, notamment au moyen d'ailettes de freinage aérodynamiques fixées à l'anneau.

On sait que, grâce au palier pneumatique, la résistance R opposée à l'entraînement en rotation de l'anneau par la friction du curseur, lui-même glissant sur une piste portée par l'anneau sous l'influence de la tension T du fil provenant du délivreur, est extrême-

ment faible puisqu'elle se réduit au frottement de l'anneau sur le coussin d'air engendré entre ledit anneau et son palier-butée. Ce fait se montre très favorable lors du filage de filés fins puisqu'il permet d'obtenir des tensions de filage T très faibles.

Ce mode de fonctionnement présente en outre l'avantage de supprimer pratiquement tout échauffement du curseur par frottement sur l'anneau, ce qui est une des principales causes de limitation de la vitesse des continus à filer à anneaux.

Toutefois, il présente des inconvénients non négligeables lors du filage des titrages de filés plus forts, car la tension du fil peut alors être insuffisante.

Comme il découle de ce qui a été dit plus haut, le poids de l'anneau doit être équilibré par la portance du coussin d'air et la tension T du fil est l'élément moteur d'entraînement en rotation de l'anneau par l'intermédiaire du curseur, qui se comporte comme un élément de friction.

Le système étant en équilibre, la tension T du fil est égale à la résistance R que représente la force de frottement de l'anneau dans son palier. Cette force est une fonction directe de la vitesse de rotation de l'anneau et c'est elle qui conditionne la valeur de la tension du fil. Tant qu'il existe une différence de vitesse entre le curseur et l'anneau, une augmentation de la masse du curseur entraîne une augmentation de la vitesse de l'anneau et, par conséquent, une augmentation de la résistance R et, partant, de la tension T du fil. Cela n'est plus vrai lorsque la vitesse de l'anneau est égale à celle du curseur puisqu'il n'y a plus friction de celui-ci sur l'anneau.

D'autre part, à chaque inversion du sens de déplacement de la platine porte-anneaux, déplacement vertical pour renvider le fil alternativement à la pointe et à la base de la bobine conique, le curseur est soumis à des accélérations ou à des décélérations provoquant des variations de tension du fil proportionnelles à la masse du curseur, donc très faibles dans le cas d'anneaux fixes. Mais si l'anneau tourne à la même vitesse que le curseur, c'est la masse de l'ensemble anneau-curseur qui intervient dans la variation de tension et celle-ci est considérable. Il se produit une surtension à la pointe du cône pouvant multiplier le nombre des casses et une détention à la base qui provoque un filage irrégulier. Si la vitesse du curseur est différente de celle de l'anneau, la masse de ce dernier n'intervient que faiblement et il n'en résulte que de légères variations de tension entre pointe et base de la bobine.

Enfin, lorsqu'il y a une différence entre les vitesses du curseur et de l'anneau, l'inertie de ce dernier l'empêche de réagir instantanément aux variations de vitesse du curseur entre la pointe et la base du cône de renvidage; ce n'est que la différence de vitesse entre les deux qui varie, donc la résistance R de frottement de l'anneau dans son palier est sensiblement constante, ce qui régularise la tension T du fil.

Pour obtenir un fil de bonne qualité, grâce à une tension de filage aussi constante que possible, et pour limiter les casses dues à la surtension lors du renvidage à la pointe du cône, il faut que la vitesse du curseur soit toujours légèrement supérieure à celle de l'anneau.

Or, dans le travail des filés fins, cette condition est toujours remplie, car le curseur présente une masse faible et donc une friction insuffisante sur l'anneau pour lui communiquer une vitesse égale à la sienne, mais, pour travailler des filés plus gros, un curseur plus lourd est utilisé, de sorte que la vitesse de l'anneau atteint rapidement celle du curseur. Pour remédier à cet inconvénient, il convient de pouvoir accroître le couple résistant de frottement de l'anneau dans son palier, afin que le synchronisme entre les vitesses du curseur et de l'anneau ne puisse jamais être réalisé.

Le mode de réalisation illustré par les fig. 12 à 17 concerne un anneau tournant sur palier pneumatique dans lequel le couple résistant de frottement de l'anneau dans son palier est ajustable en fonction de la masse du curseur utilisé, de telle manière que la vitesse relative dudit curseur et de l'anneau ne puisse jamais être nulle.

La fig. 12 représente un anneau tournant 1 portant un rail 2 constituant la piste sur laquelle glisse le curseur 3, traversé par le fil 4

provenant du délivreur 100 et venant s'enrouler sur un support de bobine 101 entourant une broche rotative (non représentée). L'anneau 1 est monté à rotation dans un palier-butée 5 dans lequel il est centré et sustenté par une alimentation en air comprimé (non représentée) comme décrit à propos des fig. 1, 2 et 3.

Le curseur 3 entraîné en rotation par le fil 4 entraîne à son tour en rotation par friction l'anneau 1. La fig. 16 montre que la vitesse relative $\Delta\omega$ du curseur 3 par rapport à l'anneau 1 doit être telle qu'elle corresponde à la partie α , β de la courbe pour que le couple de friction φ ($\Delta\omega$) ne soit pas trop important et ne produise pas un échauffement prohibitif du curseur 3. La partie α , β de la courbe peut être approximée par une droite d'équation:

$$\varphi(\Delta\omega) = [B\Delta\omega + A] M\omega_c^2 R$$

dans laquelle $B\Delta\omega + A$ représente le coefficient de friction du curseur 3 sur l'anneau 1 et $M\omega_c^2 R$ la force centrifuge s'exerçant sur ledit curseur de masse M , de vitesse angulaire ω_c sur une piste de rayon R .

La fig. 17 représente le couple résistant entre l'anneau et son palier lorsque l'anneau tourne à une vitesse ω_A .

La courbe 1 correspond au cas de l'anneau 1 seul. La vitesse de fonctionnement choisie est de 14 000 tr/min, soit 1,466 rd/s. Le point de fonctionnement sur la courbe 1 se trouve donc en P. Au voisinage de ce point, la courbe 1 peut être approximée par le segment de droite γ , δ d'équation:

$$f(\omega_A) = a\omega_A + b$$

Avec ces approximations, la vitesse $\Delta\omega$ s'écrit:

$$\Delta\omega = \frac{a\omega_c - M\omega_c^2 R A + b}{a + B M \omega_c^2 R}$$

a , A , b , B sont des constantes. Pour un anneau donné, le rayon R de la piste sur laquelle glisse le curseur peut également être considéré comme une constante et l'on peut écrire:

$$\frac{RA}{a} = k_1$$

$$k_3 = \frac{b}{a}$$

$$R \frac{B}{a} = k_2$$

d'où

$$\Delta\omega = \frac{\omega_c - k_1 M \omega_c^2 + k_3}{1 + k_2 M \omega_c^2}$$

Au cours d'essais, les résultats suivants ont été obtenus: avec un curseur de masse $M = 2,2 \cdot 10^{-5}$ kg se déplaçant sur une piste de rayon $R = 2,85 \cdot 10^{-2}$ m à la vitesse angulaire de 1,466 rd/s, les courbes des fig. 16 et 17 ont donné les valeurs suivantes des constantes:

$$a = 2,65 \cdot 10^{-4}$$

$$b = 6,63 \cdot 10^{-2}$$

$$A = 2 \cdot 10^{-1}$$

$$B = 5 \cdot 10^{-4}$$

d'où:

$$k_1 = 21,50, k_2 = 5,38 \cdot 10^{-2} \text{ et } k_3 = -250$$

donc:

$$\Delta\omega = 56,28 \text{ rd/s} = 537 \text{ tr/min}$$

Si le curseur est remplacé par un autre de masse égale à $4,1 \cdot 10^{-5}$ kg, toutes choses égales d'ailleurs, $\Delta\omega$ devient égale à $-118,19$ rd/s, donc négative. Il est évident que le système ne peut fonctionner, car le fil ne pourrait s'enrouler sur le tube entourant la broche.

Il convient donc d'augmenter le couple résistant de l'anneau dans son palier et de travailler sur la courbe 2 de la fig. 17. Le

segment γ' , δ' appartient à une droite pour laquelle $a = 4 \cdot 10^{-4}$. Il en résulte:

$$M\omega_c^2 = 88,115$$

$$k_1 = 14,25$$

$$k_2 = 3,56 \cdot 10^{-2}$$

$$k_3 = 165,75$$

d'où:

$$\Delta\omega = 10,78 \text{ rd/s} = 103 \text{ tr/min}$$

La courbe 2 est obtenue en ajoutant à l'anneau 1 un dispositif qui augmente le couple résistant de frottement de l'anneau 1 dans son palier 5. A cet effet, la partie 9 de l'anneau située à l'intérieur du palier 5 est rendue solidaire d'un système à ailettes 102.

Les fig. 13 et 14 représentent un tel système à ailettes. Une couronne 150, prolongée par une collerette 151, est solidarisée à la base 9 du palier 5 par exemple au moyen d'une bague élastique 153. La couronne 150 porte un certain nombre d'ailettes 152 (12 dans l'exemple représenté) équidistantes et disposées radialement. Afin de

ne pas modifier de manière significative la pression spécifique de l'anneau 1 sur le coussin d'air telle qu'elle est déterminée dans ce qui précède, l'ensemble est réalisé en un matériau léger, par exemple du polyéthène moulé. Les ailettes 152 sont disposées radialement pour permettre la rotation des anneaux 1 dans les deux sens selon la torsion désirée pour le fil 4 (S ou Z). Cependant, la grande majorité des fils sont réalisés avec la torsion Z et des ailettes inclinées peuvent être envisagées. D'autre part, le système de fixation par bague élastique permet un démontage rapide du système à ailettes et son remplacement éventuel par un autre. Le réglage de la valeur de la résistance R s'effectue en jouant sur le nombre des ailettes 152, sur leur surface et, le cas échéant, sur l'angle d'inclinaison par rapport à la direction radiale.

La fig. 15 représente une variante dans laquelle les ailettes 152 sont situées à l'intérieur du palier 5. Il est dans ce cas possible de retirer l'anneau à travers le palier sans avoir à enlever le système à ailettes. Celui-ci peut être solidarisé d'une manière définitive à la base 9 de l'anneau 5 par collage ou emmanchement à force.

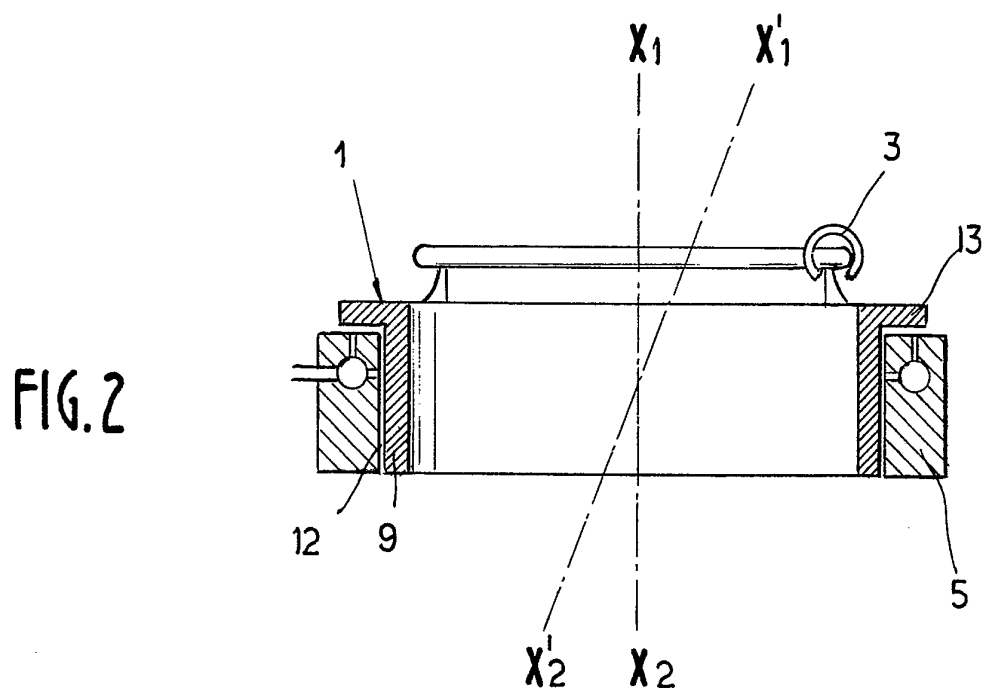
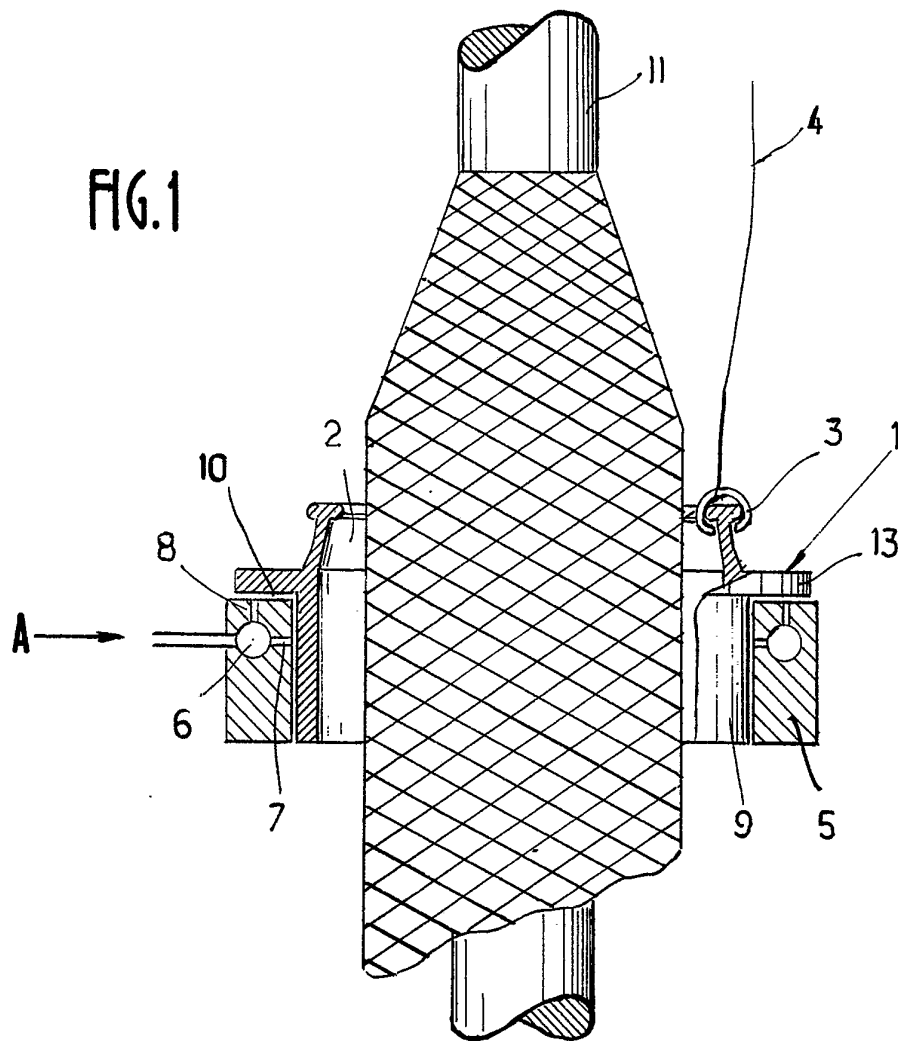


FIG.3

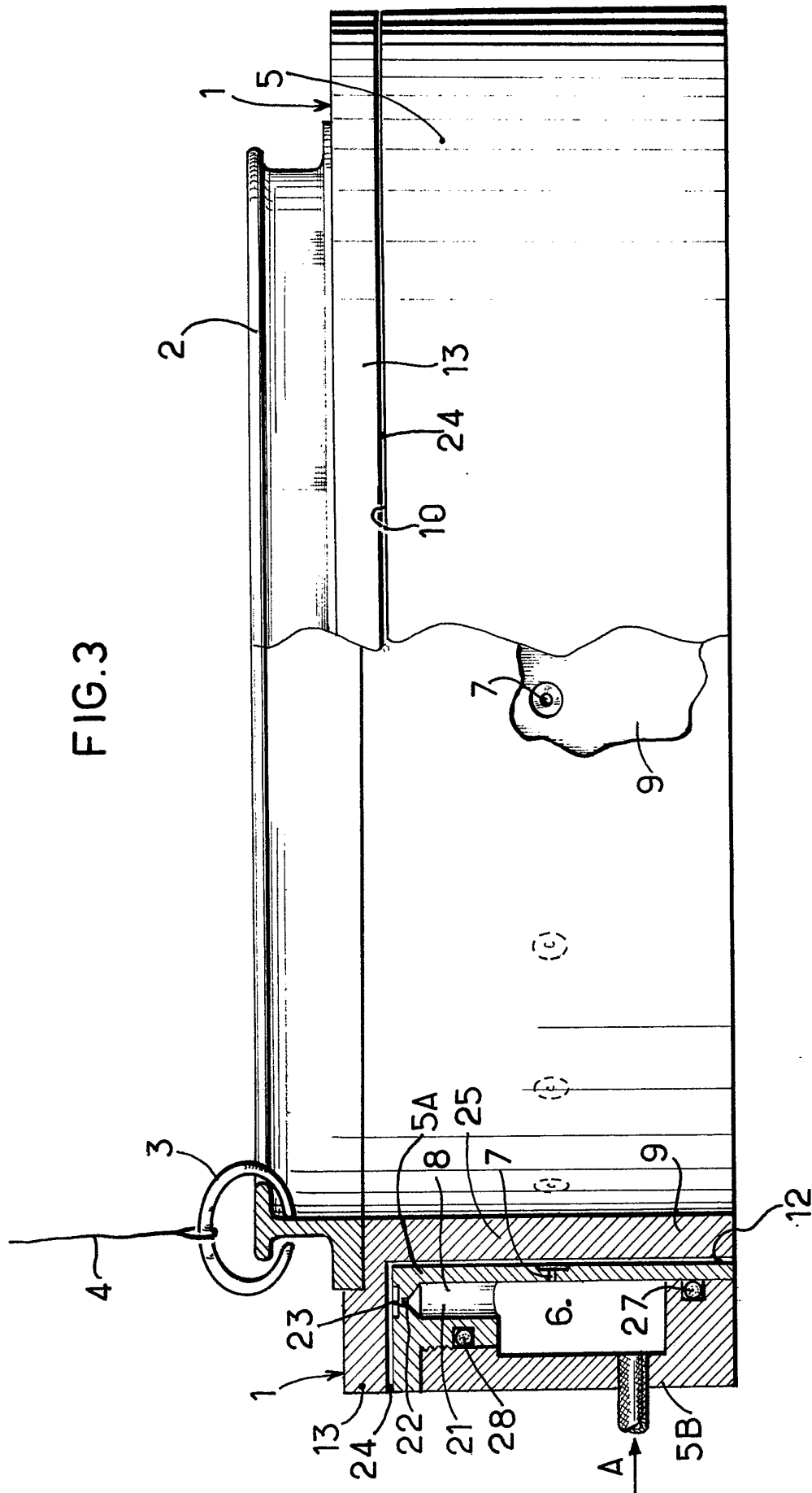


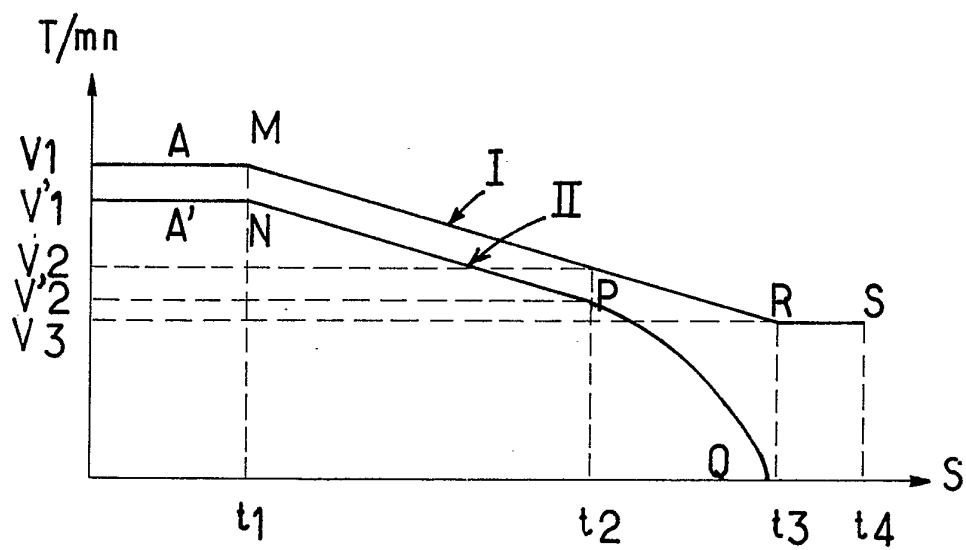
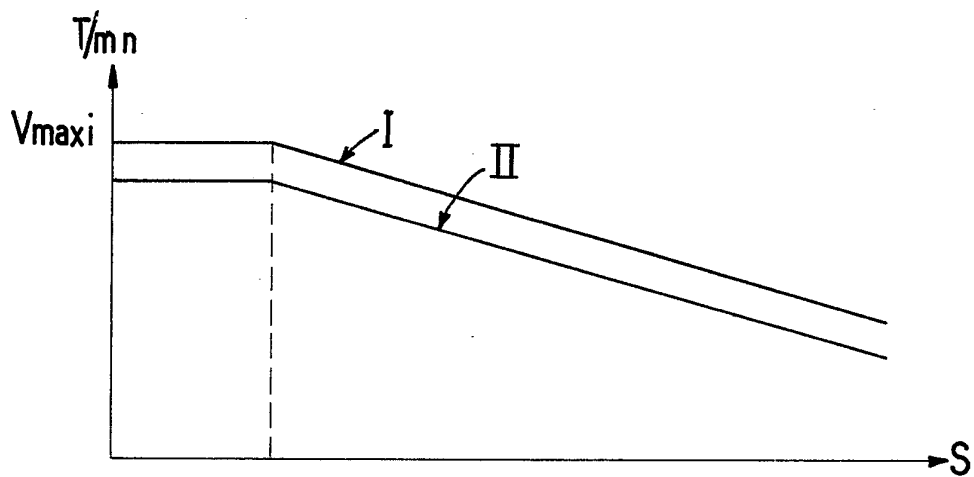
FIG.4FIG.5

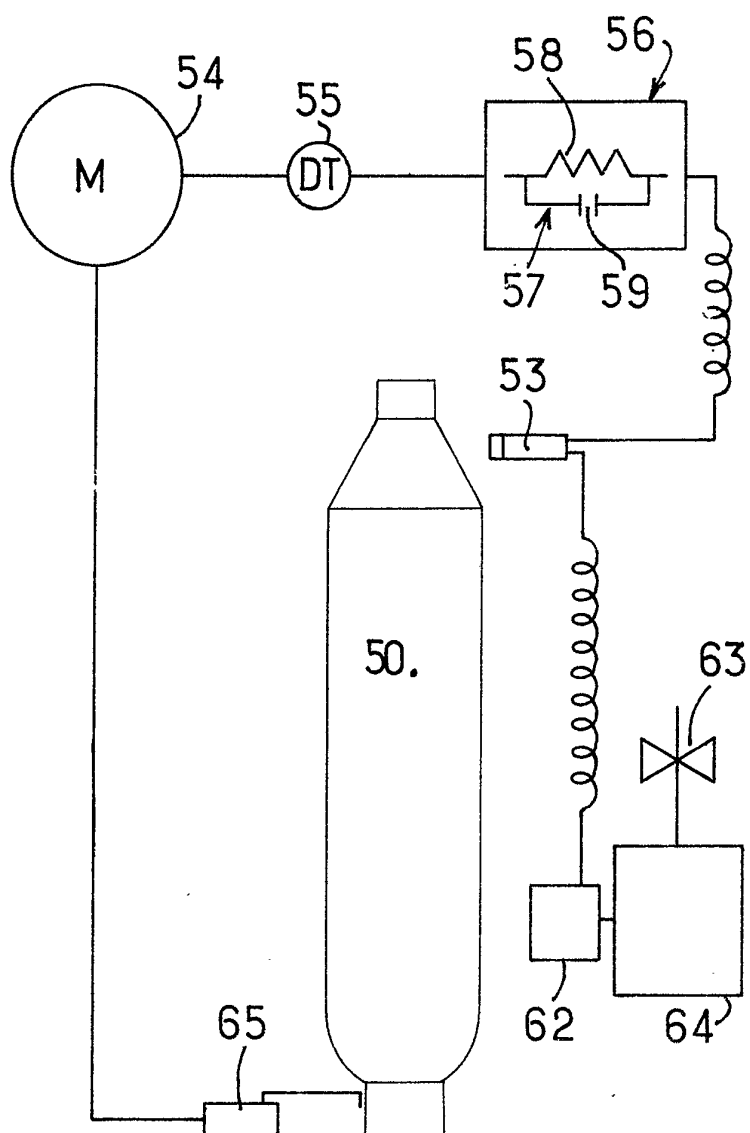
FIG.6

FIG. 7

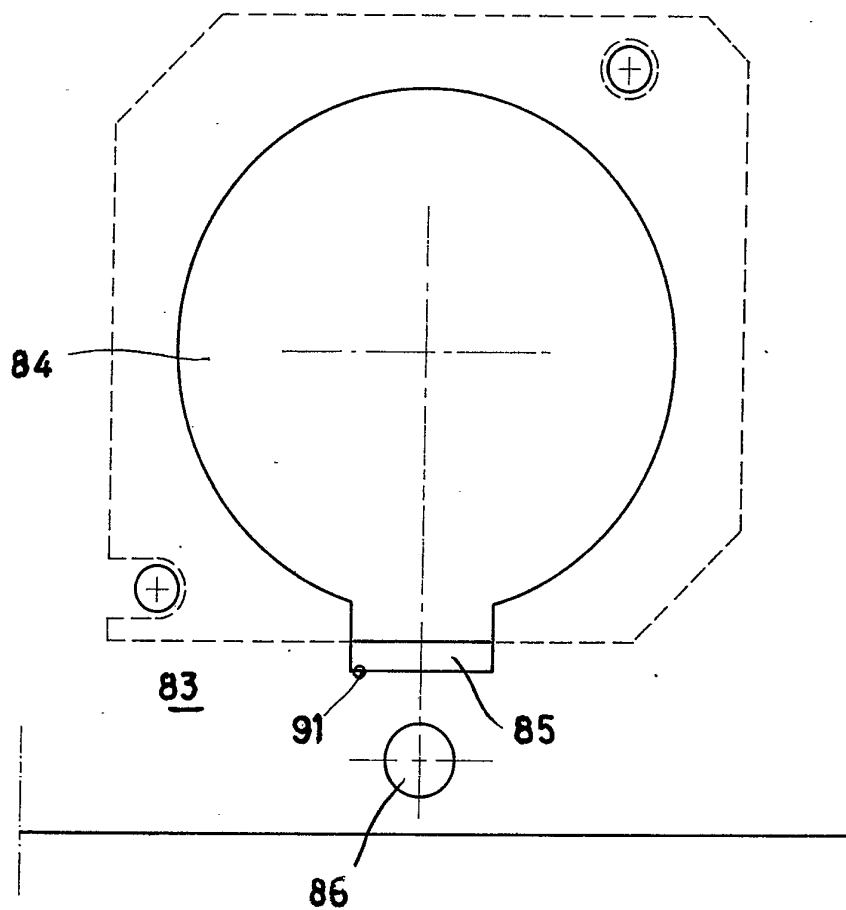


FIG. 8

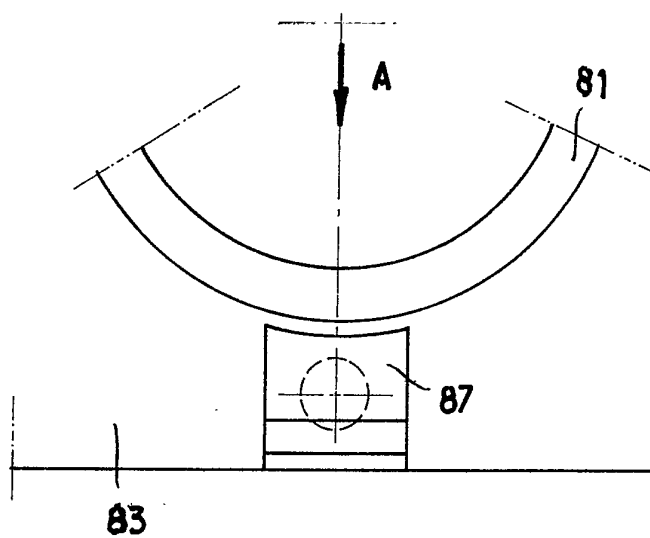


FIG. 9

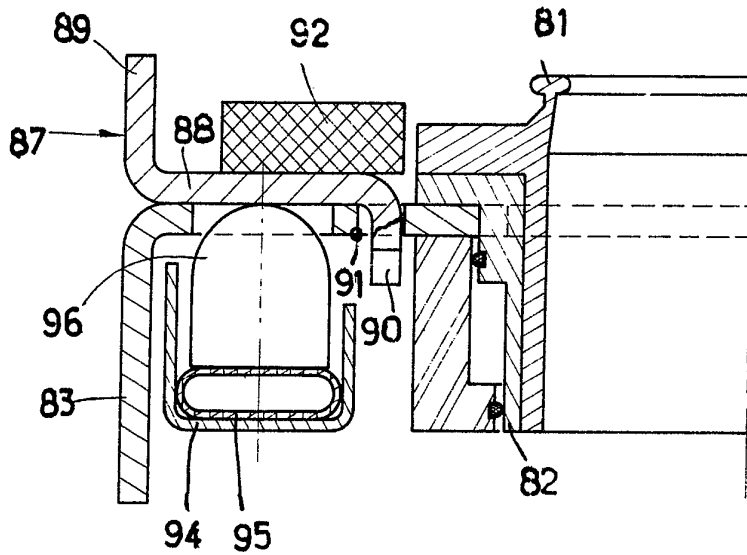


FIG. 10

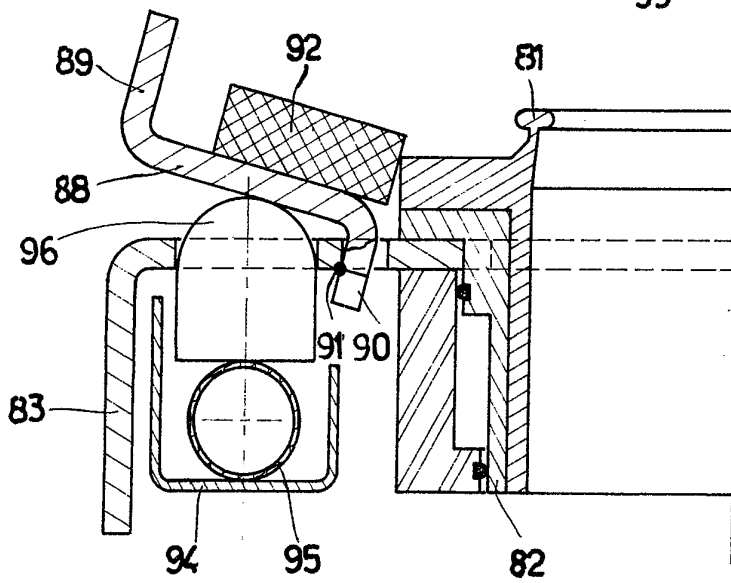
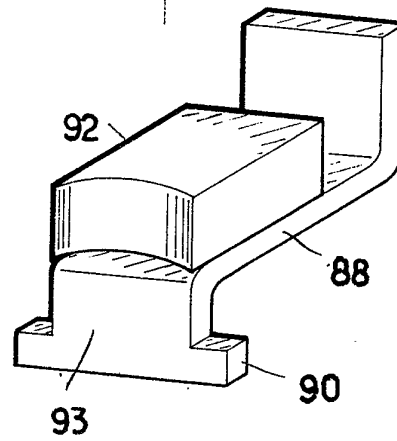


FIG. 11

FIG. 12

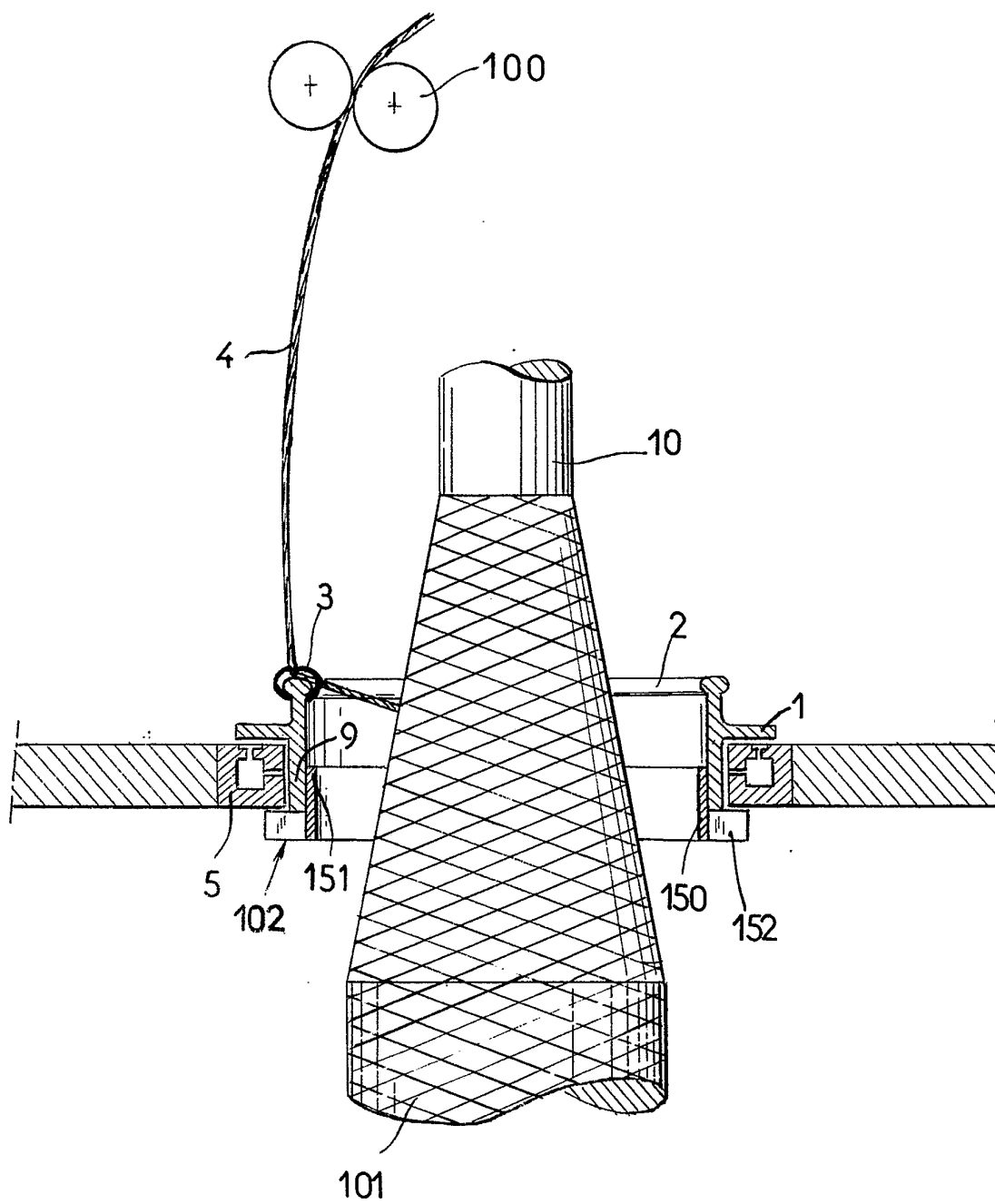


FIG.13

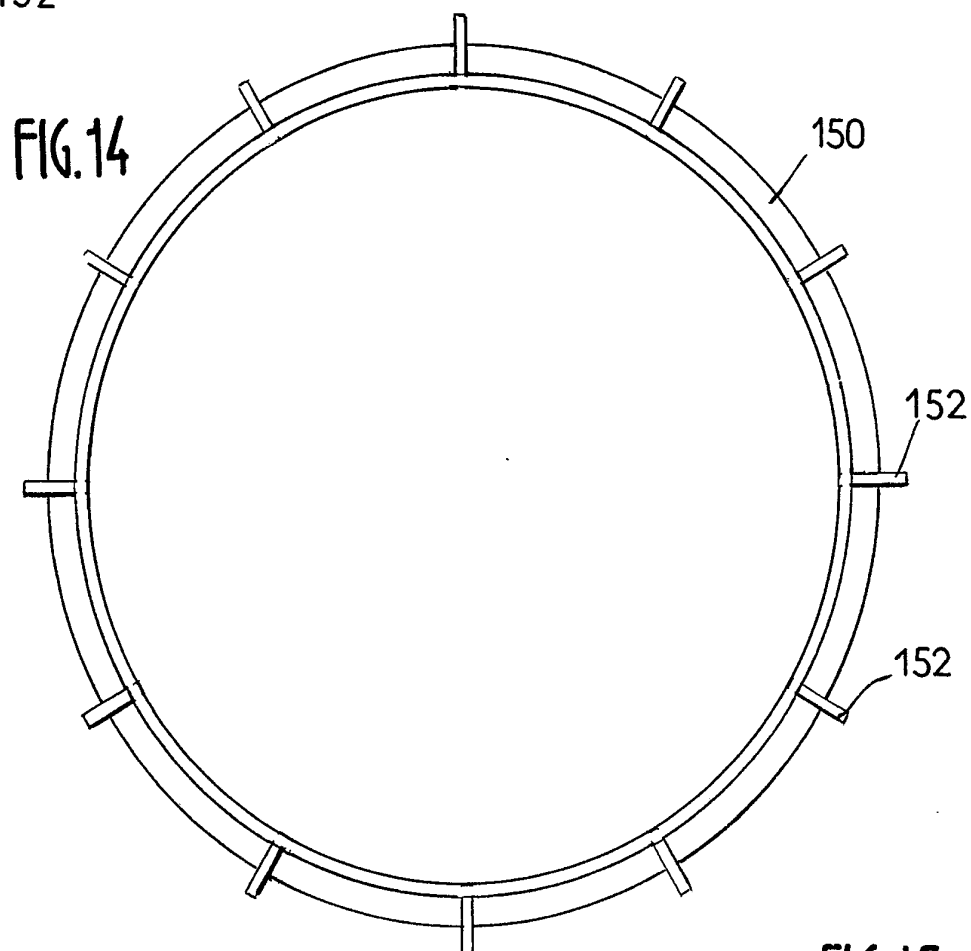
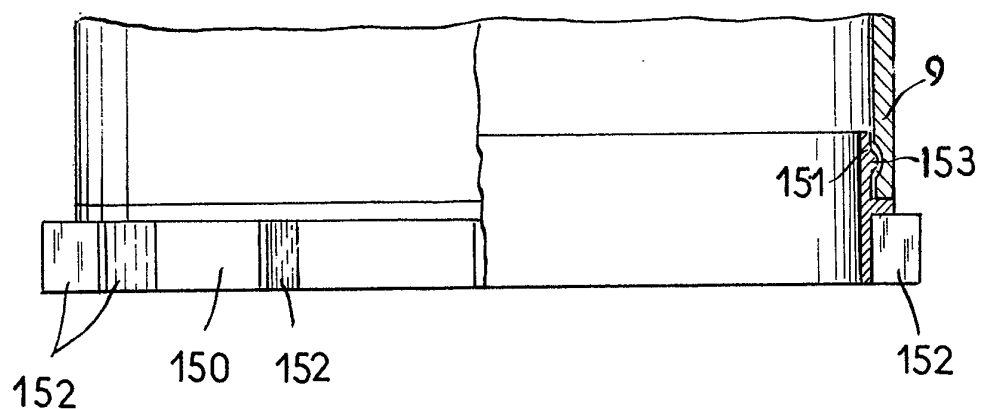


FIG.15

