

12

DEMANDE DE BREVET D'INVENTION

A1

22 Date de dépôt : 24.12.97.

30 Priorité : 24.12.96 US 772860.

43 Date de la mise à disposition du public de la demande : 26.06.98 Bulletin 98/26.

56 Liste des documents cités dans le rapport de recherche préliminaire : *Ce dernier n'a pas été établi à la date de publication de la demande.*

60 Références à d'autres documents nationaux apparentés :

71 Demandeur(s) : BOART LONGYEAR
INTERNATIONAL HOLDINGS INC — US.

72 Inventeur(s) : DRENTH CHRISTOPHER L.

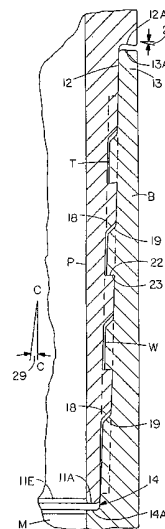
73 Titulaire(s) : .

74 Mandataire : CABINET SIMONNOT.

54 JOINT DE TRAIN DE TIGES ET DE TUBAGE POUR FORAGES D'EXPLORATION DE MINERAIS.

57 L'invention concerne un joint de colonne.
Elle se rapporte à un joint comprenant des organes femelle (B) et mâle (P) ayant chacun une première section ayant un épaulement (13A, 11A), une seconde section (14, 12) ayant un épaulement (14A, 12A) et un filet tronconique (W, T) ayant un pied, une crête, un flanc de pression (22, 23), et un flanc de dégagement (19, 18). Chaque épaulement est incliné de 5 à 10° par rapport à la perpendiculaire à l'axe central, les pieds des filets ont une largeur constante, les filets ont une profondeur constante, chacun des pieds et crêtes a une surface tronconique inclinée d'environ 0,75 à 1,6° par rapport à l'axe central, et les angles négatifs de flancs sont d'environ 7,5 à 15° par rapport à une perpendiculaire à l'axe central.

Application aux trains de tiges et de tubages.



La présente invention concerne les trains de tiges et les tubages qui sont utilisés en tronçons de longueur normalisée et, en particulier, les joints de trains de tiges et tubages à paroi mince qui sont munis d'un filet et qui sont
5 utilisés pour le forage en surface ou en sous-sol avec des outils diamantés dans l'industrie de l'exploration des minerais.

Les joints d'un train de tiges transfèrent le couple nécessaire à la rotation du train de tiges et à la rotation
10 du trépan diamanté. Lorsque le train de tiges s'allonge, son poids devient supérieur à la poussée de forage et il faut une plus grande force d'extraction exercée à l'extrémité du train de tiges opposée au trépan pour conserver la poussée voulue de forage au niveau du trépan. Ainsi, un forage dans
15 des trous profonds nécessite un joint ayant une capacité élevée de résister aux forces de traction. En outre, les forces de traction appliquées pour la récupération des trains de tiges "coincés" dépassent souvent les forces de traction lors du fonctionnement pendant la rotation du
20 trépan en cours de forage. De plus, le joint doit supporter d'innombrables connexions et déconnexions car le même tronçon peut être installé et retiré du train de tiges lors du forage d'un sondage et peut être utilisé dans des trains de tiges à des emplacements différents pendant sa durée de
25 vie. En outre, la connexion et la déconnexion du joint doivent être faciles et rapides car la productivité est très sensible à cette opération.

Habituellement, dans l'industrie de l'exploration des minerais, l'épaisseur de la paroi de la colonne est très
30 inférieure à celle de la colonne utilisée dans l'industrie pétrolière, la colonne de l'industrie pétrolière permettant une augmentation de l'épaisseur de paroi au niveau du joint par utilisation de coupleurs internes ou externes qui permettent le logement de spires de filets très inclinés
35 et/ou de plus grandes profondeurs de filets, sans que les parties primordiales de la partie mâle ou femelle du raccord ne soient affectées. Ainsi, l'industrie pétrolière peut

utiliser des joints relativement longs et des profils différents de filets et d'épaulements placés entre les extrémités du joint, ces joints ne donnant pas les résistances mécaniques et la durabilité nécessaire aux forages profonds dans l'industrie d'exploration des minerais, compte tenu des paramètres de la colonne utilisée pour l'industrie d'exploration des minerais. En outre, l'incorporation de joints d'étanchéité dans les raccords est primordiale dans l'industrie du pétrole et du gaz pour empêcher des pertes de produits et/ou la contamination du produit par les fuites, mais cette condition n'est pas aussi importante dans l'industrie d'exploration des minerais dans laquelle le joint ou les joints d'étanchéité radiaux aux épaulements ont simplement pour rôle la conservation d'une pression suffisante de l'eau (fluide de forage) pour empêcher le grillage du trépan et pour entraîner les débris à distance du trépan.

En outre, dans l'industrie d'exploration des minerais, certains sondages sont déviés volontairement par rapport à la direction en ligne droite pour l'exploration d'un gisement de minerai alors que certains sondages ne sont pas uniformes, par exemple subissent un entraînement par lixiviation, si bien que le train de tiges peut présenter un fouettement. En conséquence, le joint peut être soumis à des contraintes qui alternent en combinaison avec des contraintes moyennes élevées, nécessitant une résistance élevée à la fatigue.

En outre, dans le forage d'exploration des minerais, un raccordement convenable des joints implique l'application d'un couple préalable à faible vitesse et l'utilisation de faibles forces de frappe par rapport à celles qui sont utilisées dans l'industrie pétrolière. En outre, dans l'industrie d'exploration des minerais, on utilise avantageusement une colonne à paroi mince, de faible poids et à trou relativement petit. Ainsi, aucun guide d'alignement n'est nécessaire.

Dans l'industrie d'exploration des minerais, des carottes de minerai sont récupérées à l'intérieur du train

de tiges par un "outillage placé dans le trou", par exemple des ensembles à tube interne ayant un corps de carottage fixé à une ligne de sondage. Comme il existe un petit anneau libre entre le sondage et le diamètre externe de la colonne et comme le sondage n'est habituellement pas rectiligne, la surface radiale externe du joint subit une usure due à l'abrasion de l'outil. Ainsi, toute déformation du joint à l'intérieur de la colonne peut empêcher la récupération d'un outil placé dans le sondage ou d'une carotte, alors que toute déformation à l'extérieur du diamètre externe normal du joint, par exemple un bombement radial vers l'extérieur, accroît l'usure et réduit la durée de vie du joint du train de tiges ou du tubage.

En outre, pour la récupération d'une carotte dans les opérations de forage terrestre d'exploration, il est très souhaitable d'obtenir un diamètre maximal de carotte pour un diamètre déterminé du sondage et, simultanément, de réduire au minimum le temps non productif de forage lors du déplacement de l'outil de forage entre la surface et l'extrémité interne du sondage (extrémité du trépan). Dans le cas de la colonne à paroi relativement épaisse, le diamètre de la carotte par rapport au diamètre du sondage est réduit et/ou l'espace annulaire entre l'outil de forage et le train de tiges est réduit.

Certains trains de tiges à outils diamantés montés sur une ligne de sondage et de dimensions classiques ont des diamètres externes compris entre 69,85 et 88,90 mm. Dans le cas de ces trains de tiges de dimensions normalisées, l'épaisseur de la paroi est d'environ 4,82 à 5,58 mm, l'épaisseur de paroi étant d'environ 6 à 7 % du diamètre externe respectif du train de tiges.

L'invention a été réalisée pour la mise à disposition de joints de colonne qui puissent être utilisés dans l'industrie d'exploration des minerais, dans le cas d'une colonne à paroi mince utilisée comme trains de tiges et tubages, ayant une plus grande résistance mécanique et résistant aux contraintes rencontrées, notamment lors du

forage de sondages profonds, et facilitant la connexion et la déconnexion tout en réduisant la probabilité de déconnexion par rotation.

Les colonnes (trains de tiges et tubages) d'exploration
5 des minerais sont des éléments à paroi mince ayant des organes mâles et des organes femelles de raccordement possédant des surfaces internes cylindriques circulaires disposées axialement entre des sections axialement intermédiaires comprenant un filet, raccordées à des épaulements
10 adjacents de base et d'extrémité de nez, les épaulements ayant une inclinaison d'environ 5 à 10° par rapport à une perpendiculaire à l'axe central du joint. Le tronçon de chaque organe de raccordement, femelle et mâle, ayant un filet à visser est incliné par rapport au filet respectif
15 qui a une profondeur pratiquement constante sur toute sa longueur circonférentielle entre les sections de cylindre des organes mâle et femelle, la crête et le pied ayant une largeur constante sur toute la longueur circonférentielle (spire du filet) ailleurs qu'au raccord des sections ayant
20 les surfaces cylindriques. La profondeur des filets des organes femelle et mâle sont des dimensions d'épaisseur relative telles que la crête de l'organe mâle est en butée contre le pied de l'organe femelle et laisse un espace radial entre la crête de l'organe femelle et le pied de
25 l'organe mâle. Les filets des organes femelle et mâle ont des flancs de pression formant un angle négatif d'environ 7,5 à 15° dans des états de contrainte relativement faibles et des flancs d'espacement formant un angle d'environ 45 à 60° qui facilite la frappe sans détérioration des filets.

30 D'autres caractéristiques et avantages de l'invention ressortiront mieux de la description qui va suivre d'exemples de réalisation, faite en référence aux dessins annexés sur lesquels :

la figure 1 est une coupe longitudinale partielle de
35 plusieurs trains de tiges raccordés dans un train de tiges ayant une partie longitudinale intermédiaire de l'un des trains de tiges qui est arraché ;

la figure 2 est une coupe longitudinale partielle agrandie de l'un des joints de tiges de la figure 1, les traits interrompus indiquant l'emplacement des crêtes et des pieds des filets diamétralement opposés aux filets indiqués en trait plein, le joint étant représenté à un état serré à la main ;

la figure 3 est une coupe longitudinale partielle de l'extrémité d'organe mâle d'une tige qui pénètre partiellement à l'extrémité de l'organe femelle d'une tige adjacente, l'organe femelle et la moitié de l'organe mâle étant représentés en coupe et le joint étant représenté à l'état desserré ;

la figure 4 est une coupe longitudinale partielle représentant le profil des filets d'un organe femelle de la figure 1, du côté diamétral opposé du joint représenté sur la figure 2 ;

la figure 5 est une coupe longitudinale partielle représentant le profil des filets d'un organe mâle de la figure 1, du côté diamétralement opposé du joint par rapport à la figure 2 ;

la figure 6 est une coupe longitudinale partielle agrandie du joint vissé de la figure 3 ; et

la figure 7 représente les parties cylindriques d'extrémité d'un joint de tige de la figure 3, avec une partie intermédiaire arrachée, les traits interrompus indiquant l'emplacement des crêtes et des pieds des filets diamétralement opposés à ceux qui sont indiqués en trait plein.

On se réfère à la figure 1 ; chaque tubage ou train de tiges (tubage) possède une partie principale de corps M disposée entre son organe femelle B et son organe mâle P, le corps principal pouvant avoir le même diamètre externe que l'organe femelle et le même diamètre interne que l'organe mâle, ou pouvant être décalée vers l'intérieur de manière que le corps principal ait un plus grand diamètre interne que l'organe femelle et l'organe mâle sans augmentation de l'épaisseur de paroi, ou il peut s'agir d'une colonne

composite dans laquelle les parties d'extrémité des organes femelle et mâle sont raccordées à un corps principal après avoir été réalisées. Les diamètres externes de la colonne correspondent à la référence industrielle, c'est-à-dire sont
5 limités par les normes relatives aux appareillages de forage, alors que les diamètres internes ont une dimension minimale normalisée dans l'industrie pour permettre le passage des outils de carottage de dimensions normalisées dans l'industrie. Cependant, le diamètre interne peut être
10 surdimensionné avec réduction correspondante de l'épaisseur de paroi, dans les limites indiquées dans le présent mémoire. L'épaisseur de paroi résultante peut varier entre certaines limites pour une même dimension normalisée du diamètre externe. L'épaisseur de paroi du tubage est
15 relativement épaisse et son diamètre est supérieur à celui de la colonne du train de tiges car il est habituellement utilisé pour "tuber" des trous surdimensionnés en permettant le passage de trains de tiges, ou pour des essais de "martelage" du sol.

20 L'épaisseur de la paroi mince de la colonne, qui limite à son tour l'épaisseur des sections 13 et 14 d'extrémité des parties cylindriques, limite, directement ou indirectement, la plage permise pour les paramètres des organes mâle et femelle de raccordement décrits dans le présent mémoire.

25 Chaque organe mâle P comprend une section 11 de cylindre d'extrémité et une section 12 de cylindre de base ayant un filet T d'organe mâle qui est incliné et a une seule origine entre les sections 11 et 12, alors que chaque organe femelle B a une section 13 de cylindre d'extrémité et
30 une section 14 de cylindre de base ayant un filet incliné W à une seule origine placé entre les sections 13 et 14. Les sections 11 et 13 sont disposées axialement entre l'épaulement 11A d'extrémité d'organe mâle (nez) et le trait interrompu 11B (voir figure 3) et l'épaulement 13A d'extré-
35 mité d'organe femelle (nez) et le trait interrompu 13B respectivement. Chacune des sections 11 et 13 d'extrémité de nez a un diamètre interne pratiquement constant (cylindre de

section circulaire) sur toute sa longueur axiale pratiquement, c'est-à-dire que les surfaces radiales interne et externe ont un diamètre radial interne et externe pratiquement constant sur toute leur longueur axiale. Les sections 12 et 14 de cylindre de base des organes mâle et femelle sont disposées axialement entre l'épaule-
5 ment 12A d'extrémité d'organe mâle et le trait interrompu 12B et entre l'épaule-
ment 14A d'extrémité d'organe femelle et le trait interrompu 14 respectivement.

10 Les traits interrompus 11B, 12B, 13B et 14B désignent les extrémités de la section respective de cylindre opposée axialement aux extrémités des cylindres adjacentes aux épaulements 11A, 12A, 13A, 14A respectivement. Les épaulements sont des surfaces tronconiques inclinées radialement
15 vers l'intérieur qui s'écartent axialement de l'épaule-
ment de base de l'organe femelle vers l'extrémité du train de tiges placée à la surface de forage (non représentée). Les sections de cylindre de base ont des diamètres internes et
20 externes constants sur toute leur longueur axiale, différents de ceux des parties 23A des filets formés à l'intérieur. Il faut noter, à propos des parties 23A, que les premières extrémités terminales des filets sont axialement
intermédiaires entre les extrémités de sections de cylindre de base alors que les extrémités opposées à l'hélice des
25 filets sont adjacentes aux extrémités 11B et 13B des sections de cylindre. Ainsi, les parties de crête des filets placées entre les extrémités axialement opposées des sections 12 et 13 sont cylindriques et non tronconiques. Cependant, pendant l'utilisation, ces sections cylindriques
30 de filets sont adjacentes radialement aux sections de cylindre de l'autre des organes mâle et femelle respectivement.

Comme les sections de cylindre d'extrémité ne sont pas tronconiques, l'épaisseur de paroi n'est pas réduite car une
35 telle réduction pourrait provoquer une réduction correspondante de la résistance à la compression, alors que, l'absence de forme tronconique dans les cylindres de base

des organes mâle et femelle ne réduit pas l'épaisseur de paroi, qui pourrait provoquer une réduction correspondante de la résistance à la traction. Cependant, l'épaisseur de paroi des sections de cylindre ne limite pas l'inclinaison du joint pour une longueur déterminée de filet.

L'épaisseur de la section 13 de cylindre d'extrémité de la partie femelle est supérieure à celle de la section 11 du cylindre d'extrémité de la partie mâle afin qu'une plus grande usure, résultant de l'abrasion dans le sondage, soit possible jusqu'au diamètre externe du joint. De cette manière, le joint a une plus longue durée de service.

Les épaulements 11A et 13A d'extrémité terminale de nez des sections de cylindre d'extrémité qui sont tronconiques sont raccordés aux surfaces de cylindre radialement interne et radialement externe des sections de cylindre par des parties de surface arrondies et/ou chanfreinées. De même, les sections de cylindre de base des organes mâle et femelle ont des surfaces tronconiques (épaulements) 12A et 14A respectivement raccordées à la surface de cylindre radialement externe et radialement interne de section de cylindre respectivement par des parties de surface arrondies et/ou chanfreinées opposées axialement à la surface respective de nez. Il est avantageux que la composante radiale des parties de surface arrondies et/ou chanfreinées qui raccordent l'épaulement aux surfaces de cylindre interne et externe de la section de cylindre soit inférieure à 15 % de la dimension de la partie inclinée de l'épaulement adjacent de la section respective de cylindre.

La surface tronconique 13A de nez de section de cylindre coopère avec la surface tronconique de base 12A après raccordement et compression du joint afin qu'elle s'oppose à la tension induite dans l'organe mâle lorsque le joint est soumis à un couple préalable, tout en supportant des forces de compression agissant sur le train de tiges, et il faut noter que les filets n'encaissent pas les forces de compression puisque les flancs de dégagement 18, 19 des filets ne sont pas en coopération lorsque le joint est

raccordé. La surface tronconique 11A peut aussi coopérer avec la surface tronconique de base 14A sous l'action de couples élevés ou de forces élevées de compression. De telles forces de compression proviennent par exemple de la
5 poussée de forage appliquée aux joints près du trépan (non représenté) monté sur le train de tiges ou des forces de "frappe" appliquées au tubage pour les essais de sol. Les interfaces des surfaces de nez (11A et 13A) avec les surfaces tronconiques de base (14A et 12A) en coopération
10 transfèrent une partie importante de la charge de torsion dans le train de tiges par le joint et réduisent ainsi au minimum les contraintes de torsion appliquées à l'organe mâle.

Les surfaces de section de cylindre externe radiales
15 12A, 13A (épaulements) sont inclinées d'un angle α (voir figures 2 et 7) d'environ 5 à 10° par rapport à une perpendiculaire à l'axe central C-C du joint (axe longitudinal du train de tiges), si bien que toute déformation du joint est dirigée de façon générale radialement vers l'intérieur grâce
20 à l'interface inclinée si bien que l'abrasion du sondage est évitée. L'angle est petit pour éviter qu'il n'induisse une contrainte externe de flexion dans la section de cylindre d'organe femelle sous l'action des forces perpendiculaires à l'interface des épaulements. En outre, les épaulements de
25 la section de cylindre sont soumis à des tolérances telles que toute contrainte induite de flexion provoque une flexion des sections 12, 13 vers la paroi du joint, et non un "gonflement" vers l'extérieur. Un petit chanfrein 11E, 14E
30 peut être réalisé pour le raccordement respectif de l'épaule-
ment 11A à la paroi circonférentielle interne de l'organe mâle et de l'épaulement 14A à la paroi circonférentielle interne de l'organe femelle.

Les épaulements internes radiaux 11A, 14A sont aussi inclinés d'un angle de 5 à 10° par rapport à une perpen-
35 diculaire à l'axe central du joint si bien que toute déformation des sections 11, 14 est dirigée vers l'intérieur par la surface inclinée et évite le passage de l'outillage

dans le sondage suivant un trajet sinueux lorsque l'outillage est déplacé dans le train de tiges près du joint. En outre, la longueur axiale de l'organe mâle est inférieure à celle de l'organe femelle, par exemple d'environ 0,05 à 5 0,10 mm) afin que l'épaule 11A d'extrémité de l'organe mâle ne soit pas au contact de l'épaule 14A de base de l'organe femelle tant que le joint est soumis à un couple élevé ou à des forces élevées de compression.

Dans le cas des joints selon l'invention, la longueur 10 axiale minimale d'une section de cylindre (distance axiale entre un épaule, mesurée le long de la surface radiale interne, jusqu'à la partie la plus adjacente du filet), désignée par la référence 20 pour la section 13, est de préférence d'environ 3,81 mm pour une largeur de filet de 15 6,4 mm de pas de filet nécessaire pour laisser suffisamment d'espace pour que l'outil de taille de filet laisse la section tronconique du joint et permette l'extraction de l'outil de la section de cylindre. Les longueurs axiales des sections 12, 13 doivent être égales pour qu'elles puissent 20 coopérer autrement que par les parties 23A d'extraction de filets. La longueur maximale des sections de cylindre est d'environ 5,08 mm pour un pas de filet de 8,5 mm pour les trains de tiges et de 6,09 mm pour un pas de filet de 10,2 mm pour les tubages de grandes dimensions. Plus les 25 sections 11, 13 de cylindre sont longues et plus le risque de création de contraintes de flambage ou de flexion induites aux surfaces coopérantes de joint sont élevées de manière nuisible.

La longueur axiale de la section 13 de cylindre est 30 pratiquement égale à celle de la section 12 de cylindre si bien que, lorsque le joint est raccordé, la partie 23A du filet se trouve en face de la surface de cylindre de section circulaire de la surface interne de la section 12. De même, la longueur axiale de la section 11 est pratiquement égale 35 à celle de la section 13 si bien que, lorsque le joint est raccordé, la section 11 est opposée à la partie de filet de l'organe femelle. En outre, mis à part les éléments axiaux

d'un chanfrein et d'une surface arrondie de partie d'extré-
mité terminale des organes femelle et mâle, habituellement
inférieure à 10 % de la longueur axiale des sections de
cylindre, les sections 11 et 13 ont une épaisseur de paroi
5 pratiquement constante.

Les parties de joint ayant le filet, comprises entre
les sections de cylindre, sont coniques avec une légère
inclinaison, les parties les plus épaisses de la section
ayant le filet étant adjacentes axialement à la base de
10 l'organe respectif mâle et femelle. Le degré convenable
d'inclinaison des filets est important en ce que, lors du
raccordement du joint, l'extrémité d'organe mâle peut
pénétrer à l'extrémité de l'organe femelle en laissant un
espace important pour compenser le défaut initial d'aligne-
15 ment axial et concentrique. L'espace diminue progressivement
lorsque les surfaces coniques des organes mâle et femelle se
rapprochent. De préférence, l'inclinaison minimale 29 du
joint, indépendamment des tolérances, est de $0,75^\circ$ pour assu-
rer une commodité de raccordement et une bonne distribution
20 au contact des filets, bien que la valeur minimale puisse
être aussi faible que $0,5^\circ$. L'inclinaison minimale est un
facteur important pour la détermination de la longueur
maximale permise à un joint pour une épaisseur déterminée de
paroi d'organe mâle ou femelle (ébauche) sous forme d'un
25 cylindre de section circulaire. L'inclinaison maximale des
filets du joint est limitée par l'épaisseur de paroi de la
colonne, l'épaisseur de la section de cylindre, la hauteur
du filet et la longueur du filet. L'inclinaison maximale
pour une colonne à paroi mince est de $1,3^\circ$ alors que
30 l'inclinaison sur une colonne à paroi relativement épaisse
peut atteindre $1,6^\circ$ environ.

L'utilisation de l'inclinaison convenable donne trois
avantages essentiels. Un premier est que, lors du raccor-
dement du joint, l'extrémité terminale de l'organe mâle peut
35 pénétrer à l'extrémité de l'organe femelle avec un plus
grand espace permettant la compensation d'un défaut initial
important d'alignement axial et de concentricité. Cet espace

diminue progressivement lorsque les surfaces coniques des filets se rapprochent. La confection du joint est alors facilitée.

Un second avantage de l'utilisation de joints tronconiques est l'égalisation de la distribution des contraintes sur la longueur des filets. Dans tous les joints vissés, l'organe mâle est sous tension si bien que l'hélice du filet de l'organe mâle s'écarte élastiquement (diminution du pas) alors que l'organe femelle est en compression si bien que l'hélice du filet de l'organe femelle présente une compression élastique (augmentation du pas). En conséquence, la charge n'est plus répartie sur la longueur du filet mais se concentre dans la première partie de coopération entre les filets de l'organe mâle et de l'organe femelle. Cette tendance est compensée par une déformation élastique plus importante aux extrémités de l'organe mâle et de l'organe femelle, permettant ainsi une meilleure distribution des forces de coopération sur la longueur des filets.

Un troisième avantage est le fait que les tolérances sur l'inclinaison du joint assurent une résistance maximale à la fatigue. Comme il existe toujours une tolérance de fabrication sur les parties inclinées des joints, il est normalement possible de réaliser l'organe femelle avec une inclinaison légèrement supérieure à celle de l'organe mâle ou inversement. Cependant, les tolérances sont fixées de manière que, quel que soit le résultat de la fabrication, l'inclinaison de l'organe mâle soit égale ou légèrement supérieure à celle de l'organe femelle. De cette manière, le coincement le plus important existe à la base de l'organe mâle à l'endroit où se trouve la section critique de tension. Un diagramme normal de "Goodman modifié" indique que la résistance à la fatigue sous l'action de contraintes qui alternent diminue lorsque la contrainte moyenne de traction augmente. Grâce aux tolérances sur les parties inclinées, l'invention permet une réduction au minimum de l'amplitude des contraintes qui altèrent la section sous tension maximale et rend maximale la résistance à la fatigue

et la capacité du joint à résister aux écarts. Il est souhaitable que la capacité du joint à résister aux écarts permette une flexion du train de tiges qui permet un changement de direction du sondage.

5 Les filets des organes femelle et mâle W et T sont en général appelés filets inclinés à contrefort modifié tels que les angles 30 et 31 et les flancs de pression 22 et 23 respectivement sont petits et les angles 40 et 41 des flancs de dégagement 19 et 18 sont relativement grands. En outre,
10 les filets des organes femelle et mâle ont des crêtes 32 et 33 et des pieds 34 et 35 respectivement. La crête du filet de l'organe femelle a une surface tronconique sur sa longueur hélicoïdale placée axialement entre les sections de cylindre d'organe femelle, dont la génératrice est une
15 droite qui forme, avec l'axe central C-C de la colonne, un certain angle alors que le pied du filet de l'organe femelle a de même une surface tronconique ayant une inclinaison analogue par rapport à l'axe central de la colonne. De même, la crête du filet de l'organe mâle a une surface tronconique
20 disposée suivant la longueur de son hélice, entre les sections de cylindre d'organe mâle en direction axiale, dont la génératrice est une droite qui est inclinée par rapport à l'axe central de la colonne alors que le pied du filet de l'organe mâle a une surface tronconique dont la génératrice
25 est une droite qui est inclinée par rapport à l'axe central de la colonne. De préférence, les inclinaisons des surfaces tronconiques des filets des organes mâle et femelle sont comprises dans la plage indiquée précédemment pour les filets.

30 Le diamètre externe de la section 12 de cylindre, comprenant la crête du filet de l'organe mâle, est pratiquement constant sur la longueur axiale, entre l'épaulement 12A et le trait interrompu 12B axialement, autrement que dans la partie circonférentielle 23A du filet de l'organe
35 mâle formé à l'intérieur. En outre, le diamètre externe indiqué dans la phase précédente est nettement supérieur au diamètre externe de la section 11 de cylindre. De même, le

diamètre interne de la section 14 de cylindre, comprenant la crête du filet de l'organe femelle, est pratiquement constant sur sa longueur axiale entre l'épaulement 14A et le trait interrompu 14B dans la direction axiale, autrement que dans la partie circonférentielle du filet de l'organe femelle réalisé à l'intérieur. En outre, le diamètre interne indiqué dans la phase précédente est nettement inférieur au diamètre interne de la section 13 de cylindre.

Lorsque le joint est raccordé, la partie 23A de filet de l'organe mâle est alignée radialement sur la section 13 du cylindre de l'organe femelle alors que la partie correspondante de filet de l'organe femelle est alignée radialement ou doit être alignée radialement sur la section 11 de cylindre de l'organe mâle.

La profondeur respective 27 et 28 des filets des organes mâle et femelle entre les sections de cylindre est proportionnelle à l'épaisseur de paroi du tube. Il est avantageux que, dans le cas des trains de tiges à paroi mince, la profondeur de chacun des filets des organes femelle et mâle, soit comprise entre environ 10 et 15 % de l'épaisseur du corps principal de paroi du train de tiges lorsque celui-ci n'est pas d'un type refoulé. En outre, chacune des profondeurs de filet des organes femelle et mâle est pratiquement constante sur toute la longueur de l'hélice d'une section de cylindre à la section axialement opposée de cylindre (sur toute la dimension pratiquement de l'hélice du filet entre les sections) dans l'organe respectif femelle et mâle, contrairement à des filets de type qui diminue.

Les angles des flancs de pression sont négatifs et, comme les surfaces des flancs de pression sont raccordées aux surfaces de pied en tension, les intersections pied-flanc ont un congé 57, 75 d'environ 0,089 à 0,23 mm.

Etant donné l'angle du flanc de pression sur toute forme de filet, des forces radiales sont induites comme composantes de la force normale agissant entre les flancs complémentaires de pression. Grâce à l'incorporation d'un angle négatif du flanc au joint, les forces radiales

induites "compriment" les organes femelle et mâle l'un vers l'autre alors que les forces radiales induites par un angle positif de flanc "poussent" les organes femelle et mâle afin qu'ils s'écartent et provoquent une augmentation de l'usure et un saut des filets. L'amplitude de la composante radiale de la force est égale à la tangente à l'angle du flanc de pression (mesuré par rapport à la perpendiculaire à l'axe C-C de la tige) multipliée par la force axiale du joint. Ainsi, plus l'angle du flanc de pression est petit et plus la composante radiale induite est petite. Grâce aux angles négatifs des flancs de pression, plus la force de tension transférée par le joint est élevée, plus les organes mâle et femelle sont tirés l'un vers l'autre, plus la résistance du couple au desserrage en rotation est élevée et plus la résistance au bombement des parties de joint (flambage) et à la séparation et au saut des spires des filets les unes sur les autres sont élevées.

Il est préférable que l'angle des flancs de pression soit compris entre $-7,5$ et -15° environ. Un plus petit angle négatif minimal de flanc ne laisse pas une quantité de matière suffisante dans le flanc pour encaisser les forces radiales ou pour compenser l'usure sur de petites profondeurs de filets, et ne donne pas une stabilité radiale suffisante à l'organe femelle-mâle dans le cas d'une colonne à paroi mince. Un angle négatif maximal plus grand de flanc donne des composantes radiales excessivement grandes qui limitent la capacité de forage en profondeur. Grâce à l'utilisation d'un angle négatif de flanc, la plus grande usure et le saut des filets associés à des organes femelles poussés par des angles positifs de flancs vers l'extérieur sont éliminés. En outre, grâce aux angles négatifs de flancs, les filets restent en coopération en présence d'une surcharge importante qui est nécessaire pour la récupération des trains de tiges coincés ou d'outils précieux placés dans le sondage dans le cas de sondages profonds.

Pour que la facilité de réalisation d'un joint soit importante, l'angle de flanc de dégagement de l'organe

femelle et l'angle α de dégagement de l'organe mâle est au minimum de 45° environ. En outre, lorsque le joint est raccordé, il existe un dégagement axial d'environ 0,25 mm entre les flancs de dégagement des organes mâle et femelle.

5 Grâce à ce dégagement entre les flancs de dégagement lorsque le joint est raccordé, il existe un passage de dégagement d'un fluide lubrifiant sous pression ou de débris. Lorsque l'angle de flancs de dégagement est supérieur ou égal à 45° (par exemple compris entre environ 45 et 60°) et grâce à

10 l'espace réalisé entre les flancs de dégagement, la composante radiale de choc qui écarte l'organe mâle de l'alignement est donc plus grande si bien que, pendant le raccordement, si l'organe mâle présente un défaut d'alignement, le mouvement axial peut se poursuivre dans l'organe

15 femelle. Si le flanc de dégagement forme un angle inférieur à 45° , l'application d'un choc au flanc de dégagement est plus important et la composante axiale de la force normale de choc est plus grande que la composante radiale, et le déplacement axial de l'organe mâle est absorbé par l'organe

20 femelle ou est inversé par le choc et l'opérateur doit réintroduire l'organe mâle pour le raccorder.

Chacune des spires du filet a une même dimension axiale Y alors que la dimension axiale X du pied de la spire (distance de l'intersection des prolongements rectilignes

25 d'un flanc de pression avec la surface tronconique du pied du filet à l'intersection des prolongements rectilignes de la surface tronconique du flanc de dégagement avec la surface tronconique du pied du filet) est inférieure à la moitié de la dimension axiale Y. En outre, la dimension

30 axiale F d'un flanc de dégagement des filets de l'intersection de la surface tronconique de la crête avec le chanfrein α à l'intersection de la surface tronconique du pied du filet avec une droite de la surface tronconique du flanc de dégagement est avantageusement comprise entre 20 et

35 29 % environ de la dimension X. Ces dimensions, en coopération avec le profil des flancs de dégagement des filets, laissent un espace axial entre les flancs de dégagement.

Cependant, les dimensions axiales des crêtes et des pieds des organes femelle et mâle, pour chaque spire du filet, restent pratiquement constantes axialement entre les ensembles respectifs de sections de cylindre.

5 En outre, l'angle négatif de flanc donne des états de plus faible contrainte dans le joint qui augmentent notablement la capacité de forage par rapport à un joint ayant un angle positif de flanc. Les composantes des forces radiales induisent une compression de cerclage ($-\sigma_y$) dans
10 l'organe femelle et une tension de cerclage ($+\sigma_y$) dans l'organe mâle. Comme l'organe femelle est en compression ($-\sigma_x$) et l'organe mâle en tension ($+\sigma_x$), le terme médian de la formule de contrainte de Von Mises qui suit est positif et réduit la contrainte maximale. Inversement, un angle
15 positif de flanc augmenterait la contrainte maximale.

La formule de contrainte de Von Mises est la suivante :

$$\sigma_{\max} = (\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x\sigma_y + 3\tau_{xy}^2)^{1/2}$$

σ_x étant la contrainte axiale, $-\sigma_y$ la contrainte tangentielle et τ_{xy} la contrainte de torsion.

20 La profondeur de chaque crête d'organe mâle par rapport à la crête d'organe femelle est suffisamment supérieure pour que, lors du raccordement du joint, les crêtes du filet de l'organe mâle se coincent dans le pied du filet de l'organe femelle suivant la longueur du filet entre les sections de
25 cylindre. Cet ajustement induit une pression de contact par coincement appelée "ajustement par emmanchement à force". Cependant, les profondeurs relatives des crêtes des organes femelle et mâle sont telles que les crêtes du filet de l'organe femelle sont radialement distantes des pieds du
30 filet de l'organe mâle. Grâce à cet ajustement par coincement, on obtient un joint rigide qui rend maximales la résistance à la fatigue et la résistance au grippage par résistance au déplacement relatif entre les organes femelle et mâle qui provoque des contraintes qui alternent lors du
35 forage dans les trous déviés ou inclinés. En outre, la force de friction donnée par la pression de contact entre les filets des organes mâle et femelle crée un trajet

supplémentaire de transfert de torsion qui empêche l'application d'un couple excessif ou d'un raccordement excessif du joint et donne un couple résistant à l'"expulsion" du joint en cas de décélération de la rotation à la suite de l'arrêt
5 de l'entraînement en rotation du train de tiges à la surface d'entraînement du train de tiges.

Il est avantageux que chaque flanc de pression de l'organe mâle soit raccordé à la crête adjacente de l'organe mâle par un chanfrein 47 et que chaque flanc de dégagement
10 de l'organe mâle soit raccordé à la crête adjacente de l'organe mâle par un chanfrein 48. Chacun des chanfreins 47 et 48 peut former un angle 49, 50 d'environ 39° avec la crête de l'organe mâle alors que la composante radiale 52 de chacun des chanfreins 47 et 48 peut correspondre au dixième
15 environ de la profondeur 28 du filet de l'organe mâle. En outre, chaque flanc de dégagement d'organe mâle est raccordé au pied adjacent de l'organe mâle par un rayon 55 qui peut être d'environ 0,63 à 1,01 mm.

En outre, il est souhaitable que chaque flanc de pression d'organe femelle soit raccordé à la crête adjacente 32
20 de l'organe femelle par un chanfrein 72 formant un angle 71 qui peut être d'environ 30° , et soit raccordé au flanc adjacent de dégagement 18 par un rayon 73 qui peut être compris entre environ 0,63 et 1,01 mm. Le flanc de dégagement de l'organe femelle est raccordé au pied adjacent 34
25 par un rayon 74 et raccordé au flanc adjacent de pression 22 par un rayon 75.

Il est avantageux que la partie de la crête du filet de l'organe mâle qui est plus à l'extérieur de l'axe central
30 C-C en direction radiale que les parties de rayon 55 et 57 soit durcie ou trempée alors que la partie restante du filet de l'organe mâle et du filet de l'organe femelle ne sont pas durcies ou trempées de manière correspondante.

Dans les joints selon l'invention, la rigidité et la
35 résistance du joint à la séparation par rotation a une valeur qui augmente lorsque la profondeur du trou augmente au lieu de diminuer comme dans le cas des joints à flancs de

pression ayant un angle positif. Ainsi, grâce aux flancs de pression négatifs, lors du raccordement du joint, les filets coopérants sont soumis à une force radiale qui s'oppose à la pression de coincement avec une même amplitude et qui maintient cette pression de coincement. Lorsque des composantes de force radiale supplémentaire sont induites par une plus grande force axiale (par exemple par augmentation de la longueur du train de tiges), la pression de coincement entre les organes mâle et femelle augmente et s'oppose également aux forces radiales. En conséquence, la décélération en rotation nécessaire à l'expulsion du joint augmente.

L'amplitude du coincement est mesurée par l'espace d'écartement (espacement axial) comprise entre les épaulements externes 12A et 13A du joint, à un état coincé par serrage, et le coincement réel peut être déterminé par multiplication de l'espace d'écartement par la tangente à l'angle d'inclinaison du joint. La condition de coincement par serrage est obtenue lorsque le couple de valeur initiale raccorde le joint à un point tel que les crêtes de l'organe mâle sont d'abord au contact des pieds de l'organe femelle, mais avant l'ajustement par coincement. Le joint est raccordé et la pression de coincement est créée lorsque l'espace est fermé avec la force préalable recommandée du couple de serrage mais avant le forage. L'amplitude de la pression de contact créée par l'ajustement par coincement varie comme l'inverse du carré du diamètre à l'interface des crêtes de l'organe mâle et des pieds de l'organe femelle. En conséquence, l'amplitude de coincement peut être réduite dans le cas de dimensions de colonne inférieures pour empêcher que des contraintes excessives ne réduisent la résistance des filets ou du joint et augmentée dans le cas de colonnes de plus grandes dimensions pour qu'il apparaisse des pressions suffisantes.

Dans les parties inclinées préférées du joint, au moment où le joint est soumis à un couple préalable, l'espace d'écartement préféré entre l'épaulement de l'organe mâle et la surface d'épaulement de nez de l'organe

femelle est d'environ 0,25 à 1,27 mm, la valeur minimale étant nécessaire pour que la pression de coincement soit faible avec la plus petite dimension de tige, sans augmenter les possibilités d'expulsion, avec conservation d'un espace mesurable pour la fabrication ou le calibrage, alors qu'une

5 valeur relativement grande est nécessaire pour les dimensions de colonnes relativement grandes qui créent une pression suffisante de coincement pour compenser les possibilités plus grandes d'expulsion. Un espace 43 d'écartement

10 est formé entre l'épaulement 11A du nez de l'organe mâle et l'épaulement 14A de base de l'organe femelle et est toujours supérieur à l'espace 42. Lorsque l'inclinaison du joint est inférieure à la plage préférée, un écartement de quantité proportionnellement plus grande est nécessaire pour

15 l'obtention de la même valeur de coincement. Par exemple, pour la moitié de l'angle minimal spécifié d'inclinaison, il faut un écartement deux fois supérieur pour créer le même coincement.

Dans le cas d'une colonne d'exploration de minerai

20 selon l'invention, il est souhaitable que le pas du filet soit d'environ 10,2 à 5,6 mm, et il est préférable que le pas soit d'environ 8,5 mm, sauf pour les plus petites dimensions de tiges qui ont un pas de 6,4 mm, pour compenser la plus petite circonférence, le pas étant de 10,2 mm pour

25 des dimensions plus grandes de tubage afin que la robustesse soit accrue. Dans le cas des pas relativement grands, le filet relativement fin a une moindre robustesse car il est plus difficile de raccorder un joint étant donné le plus petit angle d'hélice, et l'opération peut provoquer une

30 détérioration du filet par vissage croisé et coincement des filets, et en outre la surface d'ajustement par coincement diminue lorsque les contraintes de cisaillement des filets et les contraintes de flexion augmentent.

Les plus petits pas de filets ont quatre inconvénients

35 principaux qui sont les suivants : (1) étant donné un plus grand angle d'hélice, la résistance à l'expulsion est réduite, (2) il faut un joint plus long pour conserver une

longueur déterminée de filet qui réduit l'inclinaison per-
mise du joint et l'égalisation des contacts des filets, (3)
la longueur nécessaire de section de cylindre est plus
grande et augmente la probabilité d'augmentation indésirable
5 des contraintes induites de flexion, et (4) le comportement
relatif de la "section critique de tension". La section cri-
tique de tension est la partie axiale de l'organe mâle qui
détermine la capacité du joint en tension avant cisaillement
des filets ou allongement axial des espaces des parties du
10 joint ou autres détériorations indésirables du joint. La
partie la plus épaisse qui a le filet de l'organe mâle
reçoit finalement la plus grande partie de la force de
tension à cause de la déformation des parties relativement
minces. La partie équivalente de l'organe femelle est tou-
15 jours plus grande et toujours soumise à une plus faible
charge de tension est n'est donc pas critique. La section
critique de tension de l'organe mâle est définie comme étant
la section qui se trouve à une distance axiale égale à la
moitié du pas de la base de la partie de l'organe mâle ayant
20 le filet (partie de filet axialement la plus proche de
l'épaulement 12A de l'organe mâle). Ainsi, comme la partie
ayant le filet est inclinée, un plus petit pas donne une
plus petite section critique de tension qu'un plus grand pas
du filet.

25 Il est avantageux que la longueur du filet comprise
axialement entre les sections de cylindre soit comprise
entre environ 3,0 et 4,0 longueurs circonférentielles (trois
à quatre spires d'hélice sur 360°) pour un train de tiges et
entre 3,5 et 4,5 longueurs circonférentielles dans le cas
30 des tubages. Ainsi, pour que le contact des filets des
parties mâle et femelle soit suffisant pour encaisser la
force de tension à la profondeur nominale de forage du
joint, il faut une longueur minimale de filet. La force de
tension augmente avec le poids d'une colonne de plus grand
35 diamètre et d'épaisseur de paroi égale et pour une même
profondeur nominale de forage. Cependant, à un certain pas,
le nombre nécessaire de longueurs circonférentielles (spires

du filet) reste approximativement constant lorsque le diamètre de la colonne augmente. Le dépassement de la longueur voulue du filet accroît la longueur du joint et réduit ainsi la conicité que peut avoir le joint.

5 L'épaisseur de paroi de l'organe mâle du côté axial de l'épaulement 12A opposé au filet de l'organe mâle et adjacent à l'épaulement 12A et de l'organe femelle du côté axial de l'épaulement 14A opposé au filet de l'organe femelle du côté axial de l'épaulement 14A opposé au filet de
10 l'organe femelle et adjacent à l'épaulement 14, pour une colonne de train de tiges, est comprise entre 3,55 et 6,60 mm et, pour une colonne de tubage, est comprise entre 4,31 et 6,60 mm. En conséquence, la longueur globale maximale du joint de train de tiges permise selon l'invention
15 est de préférence d'environ 48,26 mm qui est déterminée de la manière suivante :

$$\begin{aligned} & \text{longueur maximale} = \text{pas maximal du filet} \\ & \times [1,2 + (\text{longueur circonférentielle maximale} + 0,5) \\ & \times \text{cosinus (conicité minimale de l'organe mâle)}] \end{aligned}$$

20 avec

épaisseur de paroi \geq [(longueur circonférentielle maximale + 0,5) x sinus (conicité minimale d'organe mâle) + épaisseur de paroi de section de cylindre]
"1,2" correspondant à la longueur des sections de cylindre,
25 "0,5" correspondant à la longueur d'une demi-circonférence nécessaire au début du filet, et "pas maximal de filet" désignant le nombre minimal de filets par fraction de 2,54 mm.

Le nombre maximal de longueurs circonférentielles de
30 filet (spires du filet) est limité par l'épaisseur de paroi des extrémités des organes femelle et mâle de la colonne avant la formation des sections de cylindre et des filets car, pour une épaisseur déterminée de section de cylindre et une profondeur déterminée de filet pour une conicité donnée
35 du joint, seul un certain nombre de spires du filet peuvent être mises en coopération.

De même, dans le cas des joints selon l'invention, la longueur globale maximale du joint de tubage est limitée à 68,58 mm environ. Habituellement, le diamètre externe des trains de tiges et des tubages utilisés dans l'industrie
5 d'exploration des minerais est compris entre 44,45 et 139,70 mm.

Bien qu'on ait décrit le joint en référence à des trains de tiges et des tubages, il faut noter que le joint peut être utilisé sur des outils de forage tels que les
10 trépan diamantés, par exemple à une partie d'extrémité de trépan qui est raccordée à un train de tiges, ou à des raccords ou à des éléments de raccordement permettant le changement de dimensions ou de configurations des joints, ou à des outils de levage.

15 Les joints de colonne de forage (c'est-à-dire des trains de tiges et des tubages) selon l'invention ont une configuration géométrique optimisée afin que les contraintes induites soient divisées par deux et que la capacité d'encaissement de forces du joint soit doublée par rapport
20 aux réalisations à flancs d'inclinaison positive actuellement réalisées.

Il est bien entendu que l'invention n'a été décrite et représentée qu'à titre d'exemple préférentiel et qu'on
25 pourra apporter toute équivalence technique dans ses éléments constitutifs sans pour autant sortir de son cadre.

REVENDEICATIONS

1. Joint de train de tiges et de tubage à paroi mince destiné à des forages d'exploration de minerais ayant un axe central longitudinal, comprenant un premier organe ayant un organe femelle (B) et un second organe ayant un organe mâle (P) qui peut être raccordé à l'organe femelle, les organes femelle et mâle comprenant chacun une première section annulaire (13, 11) ayant un épaulement d'extrémité annulaire terminale (13A, 11A), une seconde section annulaire (14, 12) ayant un épaulement annulaire de base (14A, 12A) axialement opposé à l'épaulement d'extrémité terminale et un filet tronconique (W, T) disposé axialement entre les premières et secondes sections afin qu'il coopère avec le filet de l'autre organe et permette l'accouplement par vissage des organes femelle et mâle l'un avec l'autre, chacun des épaulements étant incliné, chacun des filets des organes femelle et mâle ayant un pied (34, 35), une crête (32, 33), un flanc de pression (22, 23), un flanc de dégagement (19, 18) et des premières et secondes extrémités opposées d'hélice, chacun des flancs de pression (22, 23) ayant une surface hélicoïdale inclinée qui peut être en butée contre la surface hélicoïdale inclinée de l'autre flanc de pression, caractérisé en ce que chacun des épaulements est incliné d'un angle d'environ 5 à 10° par rapport à la perpendiculaire à l'axe central, les pieds des filets des organes mâle et femelle ont une largeur pratiquement constante entre la première section et la seconde section, les filets ont une profondeur pratiquement constante (28, 27) entre la première section et la seconde section, et chacun des pieds et crêtes des organes mâle et femelle a une surface tronconique inclinée d'un angle d'environ 0,75 à 1,6° par rapport à l'axe central, et les angles négatifs de flancs (30, 31) sont d'environ 7,5 à 15° par rapport à une perpendiculaire à l'axe central.

2. Joint selon la revendication 1, caractérisé en ce que les flancs de dégagement des organes femelle et mâle ont des angles positifs de flancs d'au moins 45° et au plus 60°.

3. Joint selon la revendication 1, caractérisé en ce que les filets des organes femelle et mâle ont des profondeurs relatives telles que les crêtes des filets de l'organe femelle sont espacées radialement des pieds du filet de l'organe mâle suivant la longueur du filet entre la première et la seconde section, et les filets ont un pas de 10,2 à 5,6 mm.

4. Joint selon l'une quelconque des revendications précédentes, caractérisé en outre en ce que les filets des organes femelle et mâle ont des profondeurs relatives telles que la crête du filet de l'organe mâle coopèrent par coïncidence avec le pied du filet de l'organe femelle entre la première et la seconde section et la crête du filet de l'organe femelle est radialement distante du pied du filet de l'organe mâle.

5. Joint selon l'une quelconque des revendications précédentes, caractérisé en outre en ce que chacune des première et seconde sections a des surfaces axiales internes et externes pratiquement sous forme de cylindres de section circulaire, les premières sections ayant un diamètre interne pratiquement constant sur au moins 90 % environ de leur longueur axiale, et les flancs de dégagement étant espacés axialement l'un de l'autre.

6. Joint selon la revendication 1, caractérisé en ce que la première section de l'organe femelle a une surface cylindrique interne et une surface cylindrique externe radialement opposée à la surface cylindrique interne de l'organe femelle, la première section de l'organe mâle a une surface interne cylindrique et une surface externe cylindrique radialement opposée à la surface interne de l'organe mâle, la composante radiale combinée de l'espacement des surfaces cylindriques interne et externe par rapport à l'épaulement adjacent est inférieure à 15 % de la dimension de l'épaulement qui est incliné du même angle que l'épaulement respectif, la section d'extrémité terminale du cylindre interne de l'organe femelle ayant un diamètre

constant sur au moins 90 % de sa longueur axiale et la section d'extrémité terminale du cylindre externe de l'organe mâle ayant un diamètre constant sur 90 % au moins de sa longueur axiale.

5 7. Joint selon la revendication 6, caractérisé en outre en ce que chacun des organes mâle et femelle a une épaisseur de la paroi opposée axialement à l'épaulement respectif de base et adjacent à cet épaulement depuis la section d'extrémité de cylindre qui est d'environ 3,55 à 6,60 mm, et chaque
10 filet a environ 3 à 4,5 spires d'hélice sur 360° entre les sections de cylindre des organes femelle et mâle respectifs.

8. Joint selon la revendication 1, caractérisé en outre en ce que les premières sections annulaires comportent des sections annulaires terminales cylindriques d'extrémité et
15 les secondes sections annulaires comportent des sections cylindriques annulaires de base, chacune des sections de cylindre d'organes femelle et mâle ayant une extrémité axialement distante de l'épaulement adjacent de base, le filet de l'organe femelle se termine axialement entre
20 l'épaulement de base de l'organe femelle et l'extrémité de la section de cylindre de base de l'organe femelle, et le filet de l'organe mâle se termine axialement entre l'épaulement de base de l'organe mâle et l'extrémité de la section de cylindre de base de l'organe mâle pour la formation d'une
25 section d'extrémité terminale d'organe femelle sans filet, et le filet de l'organe mâle a une partie d'extrémité terminale qui pénètre dans la section de base de l'organe mâle et qui est radialement opposée à la section d'extrémité sans filet de l'organe femelle.

30 9. Joint selon la revendication 8, caractérisé en outre en ce que la longueur axiale de chacune des sections de cylindre est comprise entre environ 3,81 et 6,09 mm, le second organe est tubulaire, et chacun des premier et second organes a une épaisseur de paroi axialement opposée à
35 l'épaulement respectif de base et adjacent à cet épaulement par rapport à la section de cylindre qui est d'environ 3,55 à 6,60 mm.

10. Joint selon l'une quelconque des revendications précédentes, caractérisé en ce que chacun des filets a un pas d'environ 10,2 à 5,6 mm, et les filets des organes femelle et mâle sont des filets à un seul départ.

5 11. Joint selon la revendication 10, caractérisé en outre en ce que l'organe femelle et l'organe mâle d'un train de tiges ont chacun une longueur axiale maximale d'environ 48,26 mm, et ceux d'un tubage ont une longueur axiale maximale d'environ 68,58 mm et une inclinaison de filets qui est
10 au minimum de 0,75°.

12. Joint selon la revendication 11, caractérisé en ce que l'organe femelle a un diamètre externe compris entre environ 44,45 et 139,70 mm.

1/4

FIG. 1

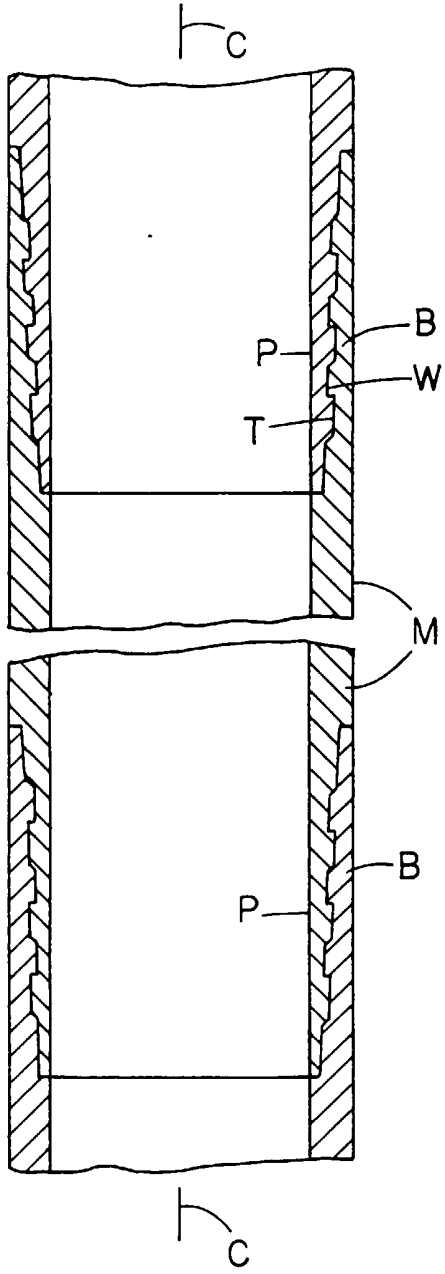
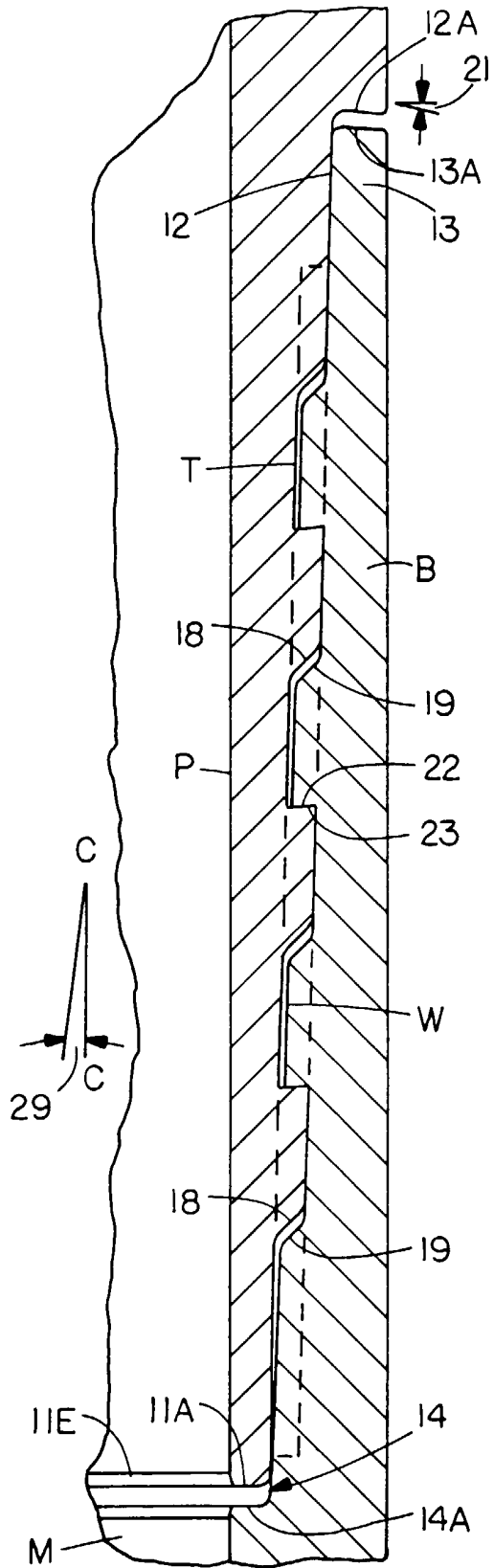


FIG. 2



2/4

FIG. 3

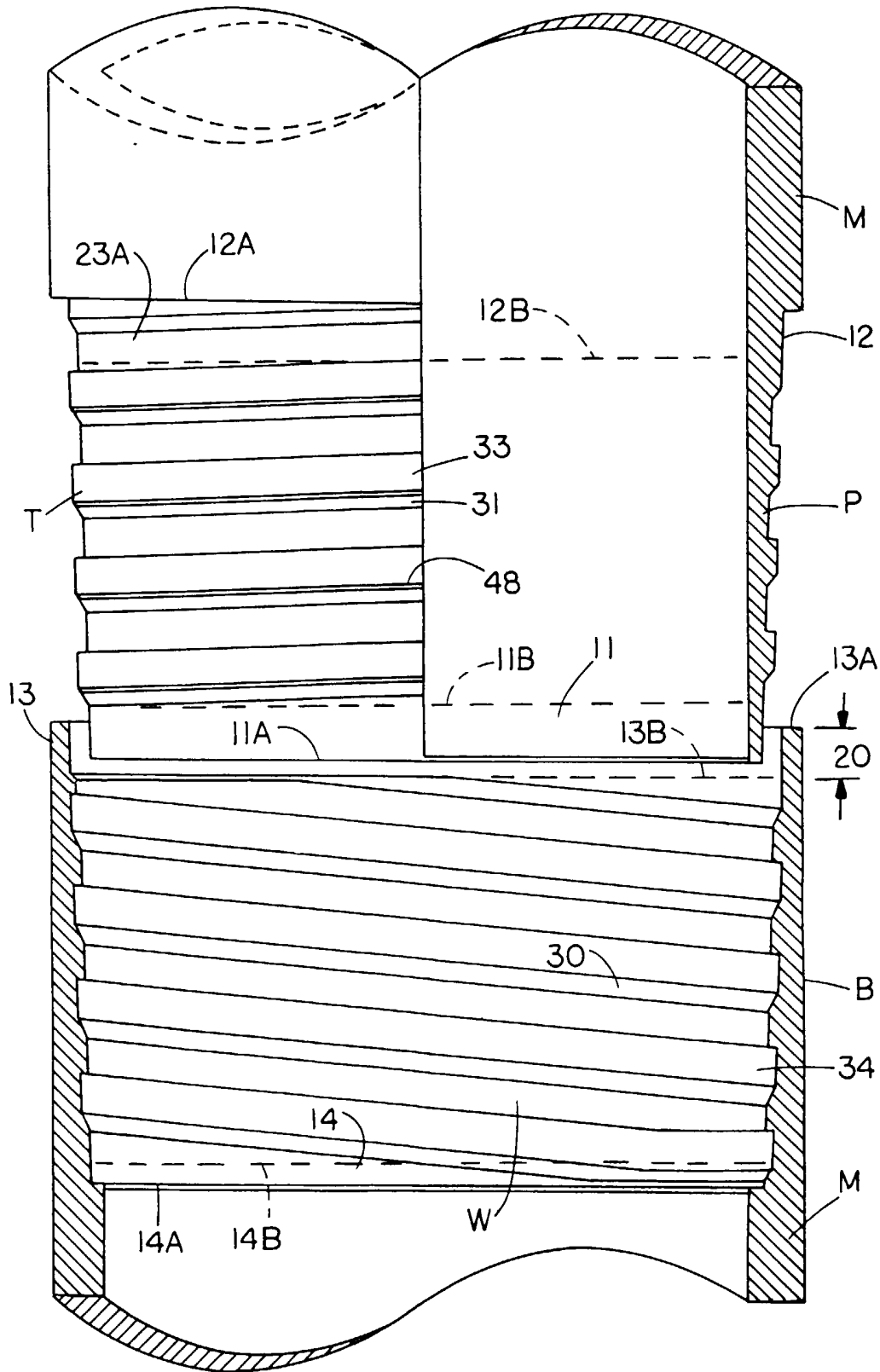


FIG. 4

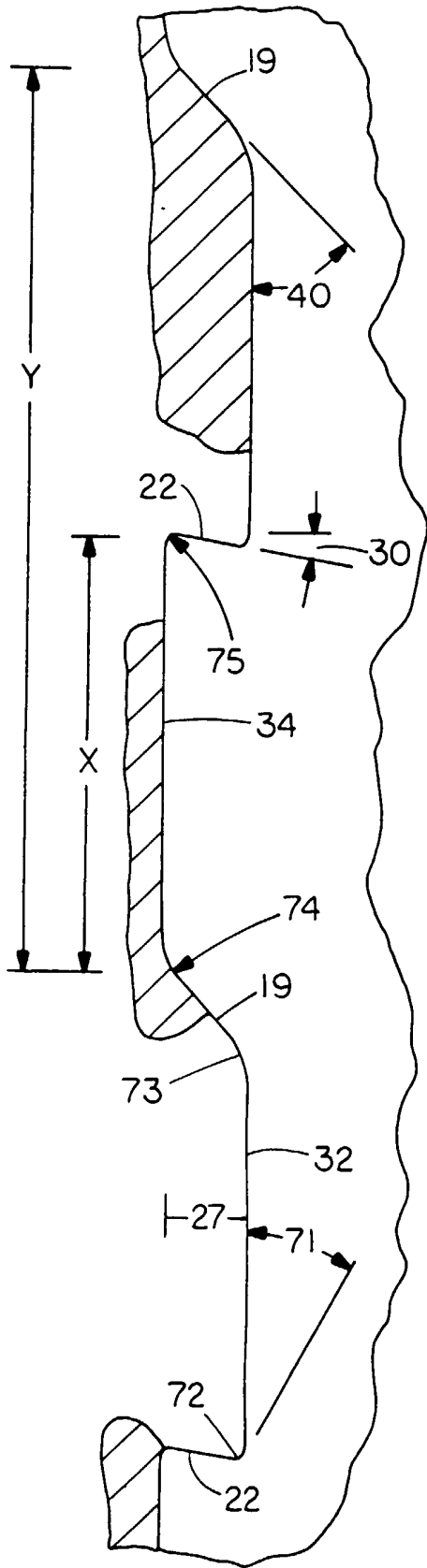
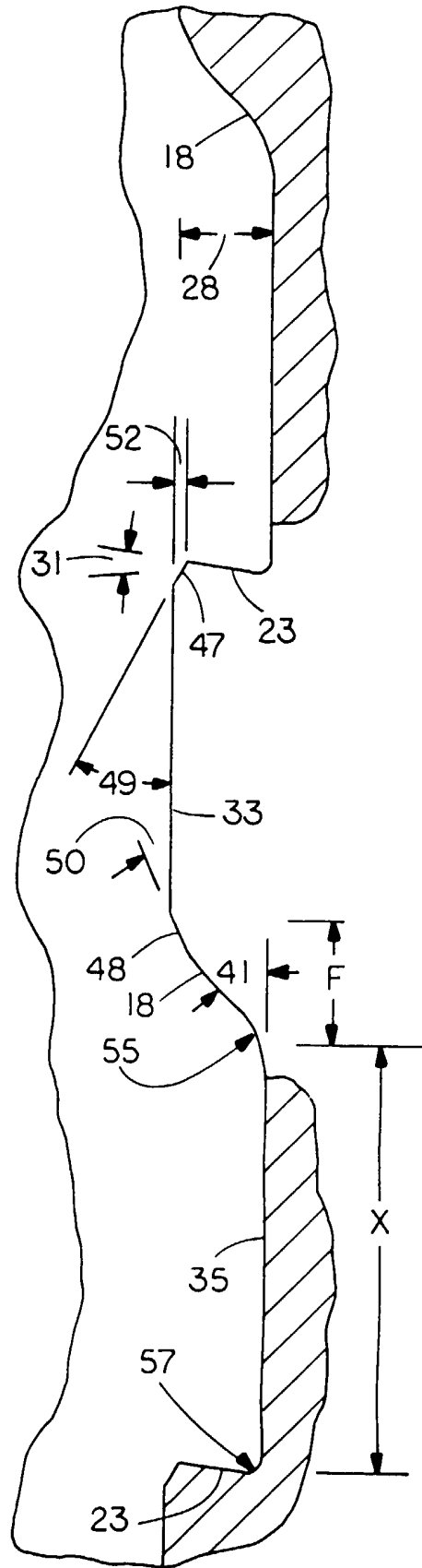


FIG. 5



4/4

FIG. 6

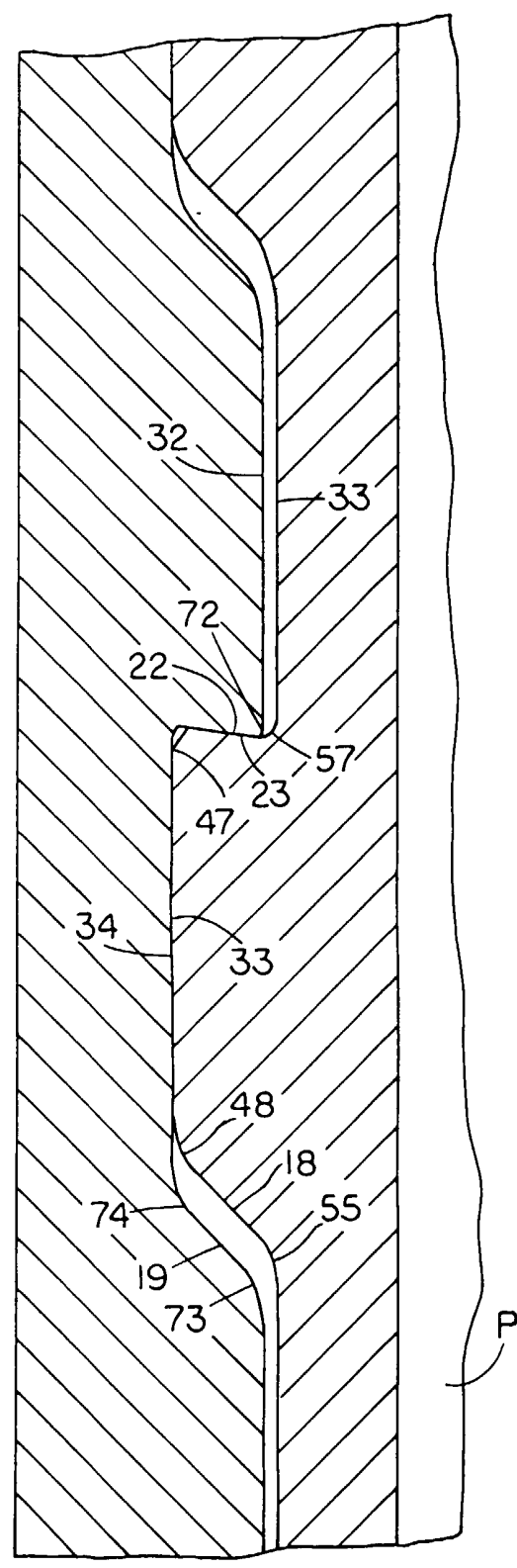


FIG. 7

