

RÉPUBLIQUE FRANÇAISE
INSTITUT NATIONAL
DE LA PROPRIÉTÉ INDUSTRIELLE

PARIS

(11) N° de publication :
(A n'utiliser que pour les
commandes de reproduction).

2 473 950

A1

DEMANDE DE BREVET D'INVENTION

(21) N° 80 26774

(54) Dispositif de compensation de forces dynamiques dues à la masse sur des presses mécaniques.

(51) Classification internationale (Int. Cl. 3). B 30 B 1/06, 15/14; F 16 F 15/22.

(22) Date de dépôt..... 17 décembre 1980.

(33) (32) (31) Priorité revendiquée : RDA, 23 janvier 1980, n° WP B 30 B/218 604.

(41) Date de la mise à la disposition du
public de la demande B.O.P.I. — « Listes » n° 30 du 24-7-1981.

(71) Déposant : VEB KOMBINAT UMFORMTECHNIK « HERBERT WARNKE » ERFUT, résidant en RDA.

(72) Invention de : Gerd Zemann, Kurt Kriese et Gunter Sieche.

(73) Titulaire : *Idem* (71)

(74) Mandataire : Cabinet Regimbeau, Corre, Martin et Schrimpf,
26, av. Kléber, 75116 Paris.

La présente invention concerne un dispositif de compensation de forces dynamiques dues à la masse sur des presses mécaniques. Une application pourrait par exemple également être envisagée comme avantageuse sur d'autres machines-outils présentant des masses à accélérer alternativement en sens opposés.

Des entraînements de presses mécaniques à rotation rapide, en particulier ceux comportant des mécanismes d'accouplement à éléments multiples en vue de la génération de mouvements de coulisseau particuliers, présentent au cours de leur déroulement cinématique des valeurs de vitesse et d'accélération, qui, en coopération avec le jeu et l'élasticité du mécanisme, conduisent à des phénomènes de choc et d'oscillation, qui ont pour conséquence non seulement un développement de bruit d'un niveau élevé, mais également des sollicitations de fatigue des éléments de transmission difficilement évaluables. Ceci est dû aux forces d'inertie du coulisseau de presse et de l'outil supérieur, qui au cours des phases du changement d'accélération conduisent à l'inversion de jeu dans les articulations du mécanisme d'accouplement et dans les paires d'engrenages. Ceci signifie un découplage rapide du coulisseau de presse de son système d'entraînement. Ce découplage est provoqué par la séparation du coulisseau de presse de son support unilatéral et prend fin lors de l'application sur l'autre côté du jeu de mécanisme. Durant le découplage, le coulisseau de presse décrit un mouvement libre. L'état de la vitesse du mécanisme lors de la séparation et celui lors de la réapplication déterminent par leur différence la vitesse de butée relative du coulisseau de presse et ainsi l'énergie de choc. Ces effets nuisibles augmentent avec le nombre croissant de courses de la presse.

Selon une solution connue (Demande de brevet en Allemagne Fédérale DE-AS 2.115.975), en vue d'éviter le changement du couple de rotation sur le vilebrequin, un

ensemble à cylindre et piston supplémentaire est disposé pivotant dans le bâti de presse, dont la tige de piston est rattachée au point d'articulation de la bielle avec le vilebrequin. La position de travail de cet ensemble à cylindre et piston fait un angle d'environ 10° à 45° entre l'axe du cylindre et le guidage du coulisseau, de sorte qu'en particulier à proximité de la position extrême supérieure du coulisseau de presse, des couples de compensation peuvent être transmis au vilebrequin. La commande du piston alimenté bilatéralement en air comprimé s'effectue par des soupapes à diverses voies en fonction de l'angle du vilebrequin. L'inconvénient de cette solution réside dans le fait que des effets d'inversion de jeu dans le mécanisme d'accouplement entre le vilebrequin et le coulisseau de presse ne peuvent pas être influencés, car aucun effet direct de force ne se produit sur le coulisseau de presse.

Une compensation des forces dynamiques dues à la masse grâce à la mise en place de masses de compensation supplémentaires n'est possible que dans le cas de petites presses pour des raisons de matériau et de structure.

Grâce à l'application de la présente invention et avec des moyens techniques simples, un raccourcissement des temps de freinage et une diminution des phénomènes de choc et d'oscillation dans le système d'entraînement de presses mécaniques et ainsi une diminution du développement de bruit et de la charge des éléments d'entraînement doivent être obtenus.

En partant du but visé par l'invention, le problème est de réaliser une compensation des forces dynamiques dues à la masse sur le coulisseau de presse par des forces de compensation supplémentaires s'exerçant en fonction de la vitesse du coulisseau.

Conformément à l'invention, ceci est obtenu par le fait que des ensembles à piston et cylindre remplis d'un liquide d'amortissement, reliés au coulisseau de

5 presse et au bâti de celle-ci, sont mis en place, dont les
chambres supérieure et inférieure de cylindre sont reliées
entre elles avec interposition d'éléments de commande ré-
gulant par la pression dans les chambres de cylindre en
fonction de la vitesse du coulisseau. Comme élément de
10 commande, peuvent être prévus un intervalle de débordement
entre le piston et la paroi interne du cylindre ou un é-
tranglement dans la canalisation de liaison entre la cham-
bre de cylindre supérieure et la chambre de cylindre in-
15 férieure. En vue de l'obtention de forces de compensa-
tion fonction de la distance et de la vitesse, la section
de l'intervalle de débordement est réalisée avec une gran-
deur différente dans les différentes phases de la course
du piston. Au cas où lors d'une course descendante et
20 lors d'une course ascendante du coulisseau, différentes
forces de compensation sont nécessaires, il est avantageux
de disposer en tant qu'élément de commande, un étranglement
coopérant avec un clapet de retenue pour chaque sens d'é-
coulement dans la canalisation de liaison entre la chambre
25 supérieure et la chambre inférieure du cylindre. Le dé-
bordement, empêché par les étranglements, du liquide d'a-
mortissement hors de la chambre inférieure du cylindre dans
la chambre supérieure et inversement provoque durant la
course du coulisseau un accroissement de pression dans le
30 cylindre fonction de la vitesse du coulisseau, qui engendre
la force de compensation souhaitée sur la surface du piston.
Comme en général, les forces de compensation nécessaires
pour les deux sens de déplacement du coulisseau de presse
ont des valeurs différentes, les résistances à l'écoulement
nécessaires sont dimensionnées différemment selon le sens
d'écoulement respectif .

Une autre conséquence avantageuse de l'effet en
fonction de la vitesse du dispositif consiste dans le fait
qu'également pour des presses à nombre de courses réglable,
35 seules des grandeurs d'étranglement réglées de manière
constante sont nécessaires, car à vitesse croissante, non

seulement les forces dynamiques dues à la masse croissent, mais également l'action des résistances à l'écoulement et ainsi les forces de compensation.

5 Les forces de compensation agissant dans le sens opposé au mouvement du coulisseau favorisent simultanément le freinage du coulisseau de presse, par exemple en cas d'arrêt d'urgence, de sorte que l'invention constitue un moyen efficace en vue du raccourcissement des temps et des distances de freinage.

10 Une forme de réalisation avantageuse de l'invention est expliquée ci-après en détail à l'aide d'un exemple de réalisation, en regard du dessin annexé dont la figure unique montre une représentation schématique de l'invention.

15 A côté du coulisseau de presse 1, sont prévus un ou plusieurs ensembles à cylindre et piston 2 remplis d'un liquide d'amortissement, dont les cylindres sont reliés au bâti de presse et dont les tiges de piston sont reliées au coulisseau de presse 1. Simultanément, la chambre inférieure et la chambre supérieure du cylindre de chaque ensemble à cylindre et piston 2 est reliée par une canalisation de contournement 4 munie d'un clapet de retenue 3 à un système de compensation et de refroidissement 5.

25 Dans le cas d'une course descendante du piston, le clapet de retenue 3 dans la canalisation de contournement 4 est fermé et le liquide d'amortissement est poussé à travers l'intervalle de débordement hors de la chambre inférieure du cylindre dans la chambre supérieure, les forces de compensation apparaissant étant fonction non
30 seulement de la vitesse du piston, mais également de la section respective de l'intervalle de débordement. L'allure de la force de compensation nécessaire détermine ainsi la configuration du diamètre interne du cylindre.

35 Lors de la course ascendante du piston, le clapet de retenue 3 s'ouvre et il en résulte une circulation partielle du liquide d'amortissement par l'intermédiaire de

la canalisation de contournement 4 et du système de compensation et de refroidissement 5 interposé.

5 Grâce à un autre ensemble monté en parallèle, dont le clapet de retenue 3 agit en sens opposé, des forces de compensation fonction non seulement de la course du piston, mais également de sa vitesse peuvent être obtenues également durant la course ascendante du coulisseau de presse 1.

REVENDEICATIONS

- 1) Dispositif de compensation de forces dynamiqu
dues à la masse sur des presses mécaniques, caractérisé
en ce que des ensembles à piston et cylindre (2) remplis
5 d'un liquide d'amortissement sont disposés reliés au
coulisseau de presse (1) et au bâti de presse, dont les
chambres supérieure et inférieure de cylindre sont re-
liées entre elles avec interposition d'éléments de com-
mande régulant par la pression dans les chambres de cy-
10 lindre en fonction de la vitesse du coulisseau.
- 2) Dispositif de compensation de forces dynamiques
dues à la masse selon la revendication 1, caractérisé en
ce qu'en tant qu'élément de commande est prévu un inter-
valle de débordement entre le piston et la paroi interne
15 du cylindre.
- 3) Dispositif de compensation de force dynamiques
dûes à la masse selon la revendication 1 ou 2, caracté-
risé en ce que la section de l'intervalle de débordement
est réalisé selon différentes grandeurs dans les diffé-
20 rentes phases de la course du piston.
- 4) Dispositif de compensation de forces dynamiques
dues à la masse selon la revendication 1, caractérisé
en ce qu'en tant qu'élément de commande est disposé un
étranglement dans la canalisation de liaison (4) entre la
25 chambre supérieure et la chambre inférieure du cylindre.
- 5) Dispositif de compensation de forces dynamiques
dues à la masse selon la revendication 1, caractérisé en
ce qu'en tant qu'élément de commande est prévu un étran-
glement coopérant avec un clapet de retenue pour chaque
30 sens d'écoulement dans la canalisation de liaison (4)
entre la chambre supérieure et la chambre inférieure du
cylindre.

