

ROYAUME DE BELGIQUE



MINISTRE DES AFFAIRES ECONOMIQUES

BREVET D'INVENTION

N° 900.140

Classif. Internat.: **E01B**Mis en lecture le: **14 -01- 1985**

LE Ministre des Affaires Economiques,

*Vu la loi du 24 mai 1854 sur les brevets d'invention;**Vu le procès-verbal dressé le 12 juillet 19 84 à 14 h. 10**au Service de la Propriété industrielle***ARRÊTE :**

Article 1. - Il est délivré à Mr. Armand GOOSSENS
Beukenlaan 35, 1990 Hoeilaart

repr. par les Bureaux Vander Haeghen à Bruxelles

un brevet d'invention pour: Un dispositif d'appui anti-vibratoire pour
rails de voie ferrée

Article 2. - Ce brevet lui est délivré sans examen préalable, à ses risques et périls, sans garantie soit de la réalité, de la nouveauté ou du mérite de l'invention, soit de l'exactitude de la description, et sans préjudice du droit des tiers.

Au présent arrêté demeurera joint un des doubles de la spécification de l'invention (mémoire descriptif et éventuellement dessins) signés par l'intéressé et déposés à l'appui de sa demande de brevet.

Bruxelles, le 14 janvier 19 85
PAR DELEGATION SPECIALE:
Le Directeur

L. WUYTS

900140

5210/8578 VDP

Description jointe à une demande de

BREVET BELGE

déposée par

Armand G O O S S E N S

ayant pour objet: Un dispositif d'appui anti-
vibratoire pour rails de
voie ferrée

Qualification proposée: BREVET d'INVENTION

La présente invention concerne un dispositif d'appui anti-vibratoire pour rails de voie ferrée .

5 Les roues de véhicules roulant sur rails créent dans ceux-ci un champ de contraintes fort complexe qui se traduit par des effets vibratoires gênants pour le confort des voyageurs. La complexité du champ de contraintes créé dans un rail résulte de différents facteurs: efforts transmis au rail par de très petites sur-
10 faces de contact, efforts verticaux et horizontaux excentrés par rapport aux axes d'inertie du rail, profil du rail qui se compose de trois parties (châpignon, âme, semelle) ayant des inerties très différentes. De cette complexité résulte pour une part importante
15 le caractère empirique des connaissances actuelles en ce qui concerne les sollicitations dynamiques des rails de voies ferrées.

20 Le problème qui se pose est celui d'isoler les rails contre les effets dynamiques des véhicules roulants de manière à augmenter le confort des voyageurs et des équipements (véhicule et rail). Ce problème est résolu grâce à l'invention par un dispositif d'appui anti-vibratoire assurant un amortissement optimal des effets
25 vibratoires du rail.

Le dispositif selon l'invention se caractérise par plusieurs coussins amortissants répartis le long des rails et supportant les rails, lesdits coussins ayant des raideurs dynamiques alternées, la raideur dynamique des coussins amortissants d'ordre impair (A) étant supérieure à la raideur du rail et la raideur dynamique des coussins amortissants d'ordre pair (B) étant inférieure à la raideur du rail.

- 10 Grâce à l'invention, les vibrations du rail se trouvent amorties en un laps de temps très court de sorte que les résonances entre le rail et le véhicule roulant se trouvent évitées.
- 15 L'invention est exposée dans ce qui suit dans un exemple de réalisation avec référence aux dessins ci-annexés dans lesquels:
- . la figure 1 montre la courbe de déformation d'un rail type R50 en fonction de la fréquence,
 - 20 . la figure 2 montre la courbe du facteur d'amortissement pour un rail type R50,
 - . la figure 3 montre la constante de temps d'amortissement mesurée pour un rail type R50 sur appuis classiques.
 - . la figure 4 montre la constante de temps d'amortissement mesurée pour un rail R50 sur appuis amortissants
 - 25 selon l'invention.
 - . la figure 5 illustre schématiquement le dispositif d'appui anti-vibratoire selon l'invention.
 - . la figure 6 est une coupe suivant la ligne VI-VI de
 - 30 la figure 5 au droit d'un appui amortissant selon l'invention.

L'inventeur a effectué une étude dynamique des rails couramment utilisés pour le métro léger et le métro

35 lourd (rail type R50 et rail type NP4). Cette étude a permis de déterminer la déformation en fonction de

la fréquence et l'amortissement du rail. La courbe de déformation en fonction de la fréquence pour le rail type R50 est montrée à la figure 1 et la courbe du facteur d'amortissement de ce rail en fonction du fac-
5 teur d'amortissement critique est montrée à la figure 2. Les courbes de déformation telle que celle de la figure 1 montrent une série de crêtes qui sont à l'origine de vibrations qui s'amortissent avec une constante de temps dépassant largement 1 milliseconde et s'approchant
10 même en fait de 2 millisecondes (voir figure 3). Cette constante de temps étant plus longue que le laps de temps entre deux sollicitations dynamiques successives appliquées par les roues du véhicule (laps de temps lié à la distance entre axes des roues), il en résulte des
15 résonances entre les vibrations du rail du véhicule lui-même.

L'inventeur a cherché une solution pour réduire la constante de temps d'amortissement des déformations du rail de manière à éviter les effets de résonance gê-
20 nants pour le confort des voyageurs et équipements (véhicule et rails). Suivant l'invention, les rails sont posés sur des appuis amortissants comme montré à la figure 4. Celle-ci représente schématiquement un
25 tronçon de rail 1 posé sur des appuis A et B alternés. Les appuis A sont des appuis amortissants ayant une raideur dynamique prédéterminée K_1 supérieure à celle du rail et les appuis B sont des appuis amortissants ayant une raideur dynamique K_2 inférieure à celle du
30 rail. Les appuis A et B sont alternés à distance régulière et seront appelés respectivement appuis rigides et appuis souples. La distance entre appuis est déterminée en fonction du type de rail et de la raideur
dynamique des appuis. Avec un écartement de 1500 mm
35 entre eux, les appuis A sont par exemple des appuis

ayant une raideur dynamiques $K = 2 \times 10^9$ N/m environ et les appuis B sont par exemple des appuis ayant une raideur dynamique $K = 2 \times 10^7$ N/m environ. La figure 5 montre une coupe transversale verticale du rail au droit d'un appui. La semelle du rail 1 repose sur un coussin de matière anti-vibratoire 2 placé dans un logement formé dans une dalle de béton 3 constituant la chaise de rail encastrée dans le sol et sur laquelle le rail 1 est fixé à l'aide de clames 4.

10

Au droit d'un appui rigide A, le coussin anti-vibratoire est par exemple un bloc amortissant Pronouvo type D P-PD-2 ayant une raideur $K = 2 \times 10^9$ N/m environ; au droit d'un appui souple B, le coussin anti-vibratoire est par exemple un bloc amortissant Pronouvo type D P-PS-R ayant une raideur $K = 2 \times 10^7$ N/m. Les appuis souples ne contribuent pas à la raideur du système mais lui confèrent un amortissement. Le rail se comporte alors comme un système ancré rigidement au droit des appuis rigides A et ayant une déformation maximale au droit des appuis souples B. Le rail ainsi fixé sur appuis amortissants présente une fréquence propre qui est supérieures aux fréquences propres principales du matériel roulant.

25

La déformation d'un rail sur appuis selon l'invention a été calculée pour le rail type R50 pour un effort F de 36.000 N correspondant à une voiture de métro léger en charge.

30

Appuis amortissants :

Raideur dynamique des appuis rigides $K = 2 \cdot 10^9$ N/m

Raideur dynamique des appuis souples $K = 2 \cdot 10^7$ N/m

Coefficient d'amortissement $\zeta = 0,014$

Raideur dynamique du rail $K = 2,4 \cdot 10^8$ N/m

35

Le calcul de la flèche au droit d'un appui souple se fait

en ne tenant compte que de la raideur du rail puisque celle-ci est largement supérieure à celle des appuis souples. On obtient :

$$X = \frac{F}{K} \cdot \frac{1}{2\zeta} = \frac{36000}{2^3 \cdot 2,4 \cdot 10^8} \cdot \frac{1}{0,014} = 1 \text{ mm}$$

5

La flèche obtenue est acceptable: elle est à peine plus grande que celle que l'on obtient avec des appuis rigides classiques ($X = 0,67 \text{ mm}$).

- 10 Par contre, le facteur d'amortissement critique C_c pour le système selon l'invention ($C_c = 2\sqrt{K \cdot \text{masse}}$) s'établit à la valeur suivante:

$$C_c = 1,9 \times 10^5 \text{ N s/m}.$$

- 15 Il en résulte une fréquence propre du système rail/appui supérieure à 40 Hz. La constante de temps d'amortissement est ainsi de l'ordre de 0,25 ms seulement, ce qui est sensiblement plus court que le laps de temps entre deux sollicitations dynamiques successives (100 ms environ
20 à une vitesse de croisière de 80 km/h).

- Il en résulte que les vibrations du rail, produites par le passage d'une roue, se trouvent amorties avant le passage de la seconde roue. Les résonances entre
25 le rail et le véhicule roulant sont ainsi évitées.

REVENDEICATIONS

1. Dispositif d'appui anti-vibratoire pour rails de voie ferrée, caractérisé par plusieurs coussins amortissants répartis le long des rails et supportant les rails, lesdits coussins ayant des raideurs dynamiques alternées,
- 5 la raideur dynamique des coussins amortissants d'ordre impair (A) étant supérieure à la raideur du rail et la raideur dynamique des coussins amortissants d'ordre pair (B) étant inférieure à la raideur du rail.
- 10 2. Dispositif selon la revendication 1, dans lequel les coussins amortissants sont écartés d'une distance de 750 mm environ, les coussins d'ordre impair ayant une raideur de $2 \cdot 10^9$ N/m environ et les coussins d'ordre pair ayant une raideur de $2 \cdot 10^7$ N/m environ.
3. Dispositif selon la revendication 1, dans lequel la distance entre deux coussins amortissants est déterminée en fonction du type de rail et de la raideur dynamique des appuis. -

BRUXELLES, le 12 JUL. 1984

E. Pon
Armand GOOSSENS

P. Pon BUREAU VAN DER HAEGHEN

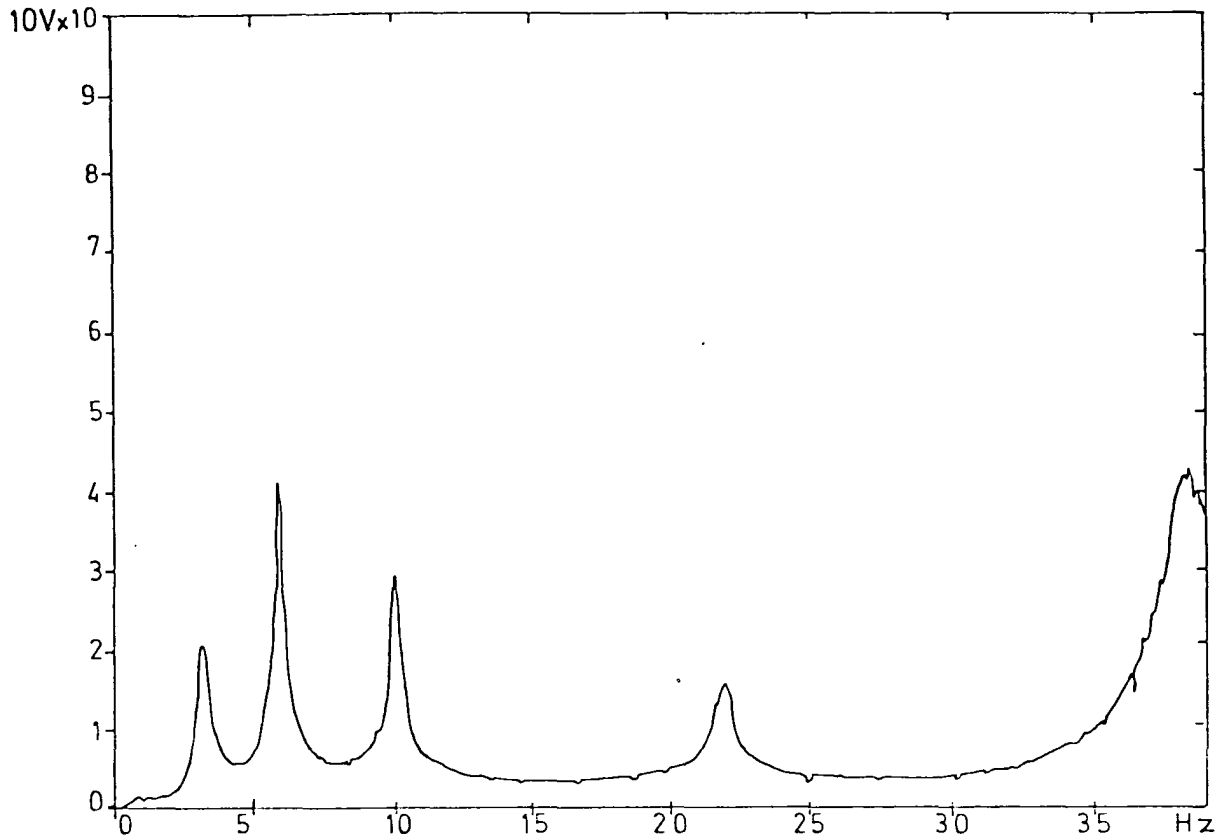
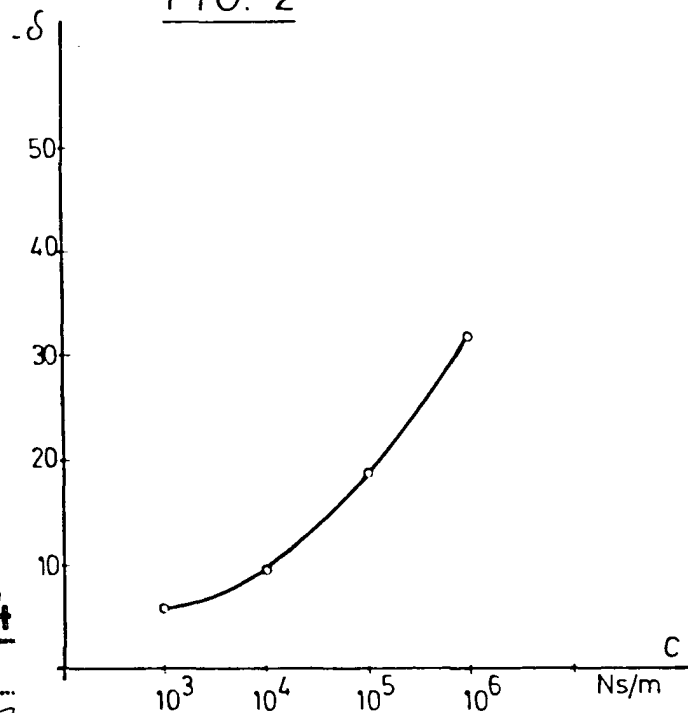


FIG. 1

FIG. 2



BRUXELLES, le 12 JUIL. 1984

P. Pon Armand GOOSSENS

P. Pon BUREAU VANDER HAEGHEN

[Signature]

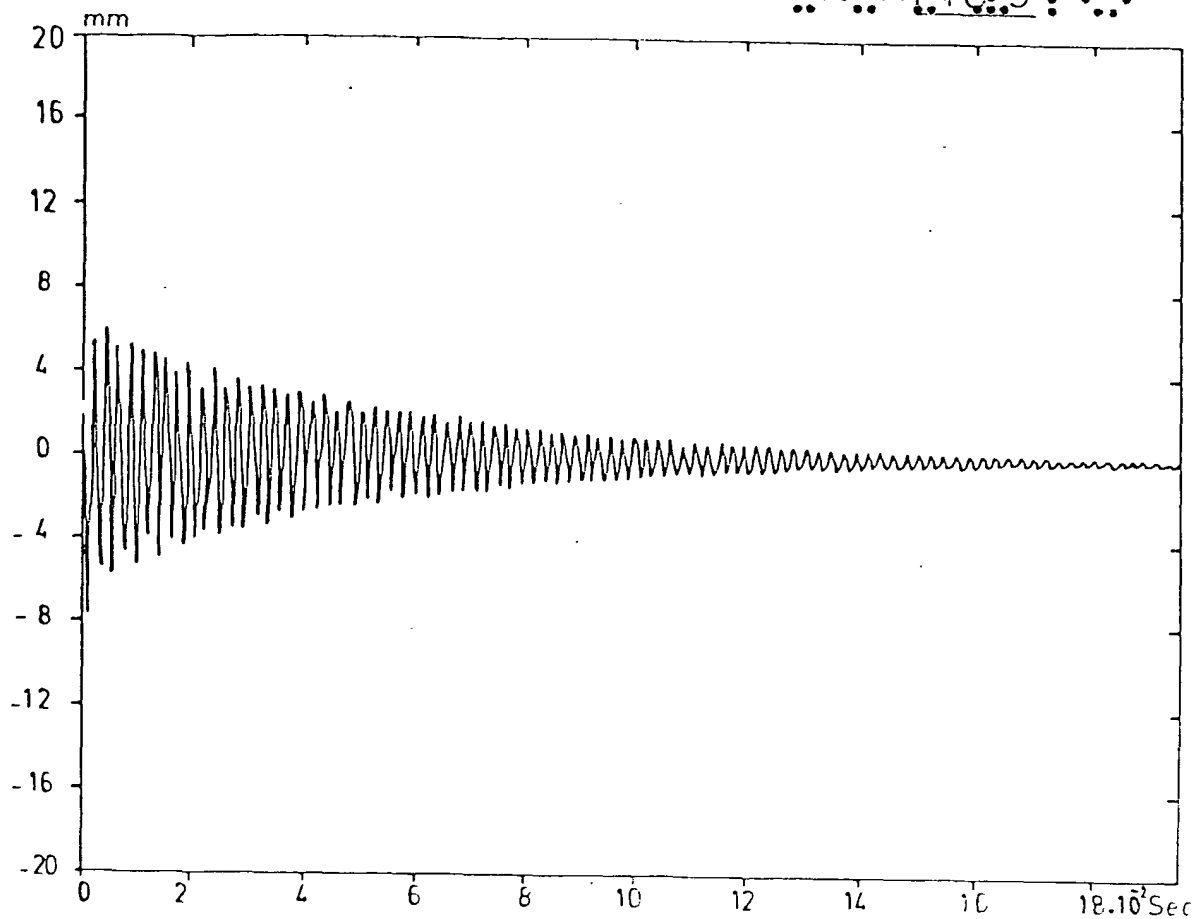
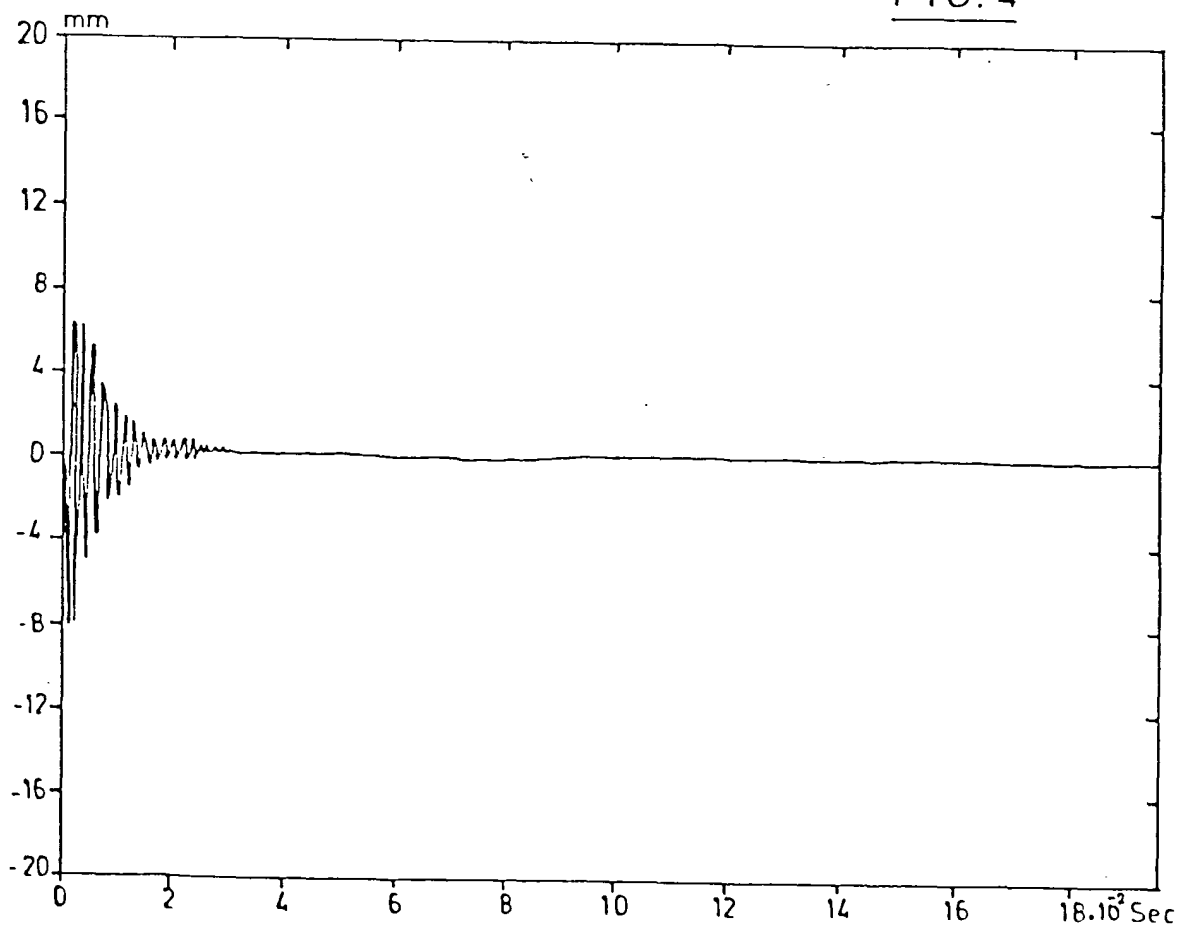


FIG. 4



BRUXELLES, le 12 JUIL. 1984
 Par Armand GOOSSENS

BUREAU VANDER HAEGHEN

R. Decker

900140

Armand GOOSSENS

FIG. 5

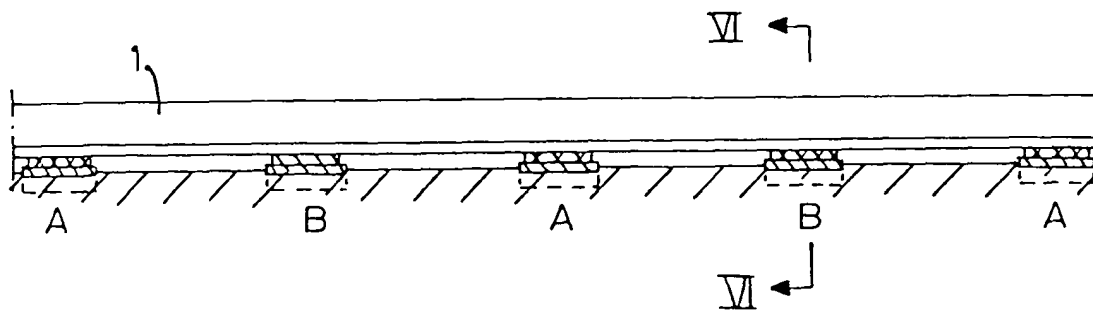
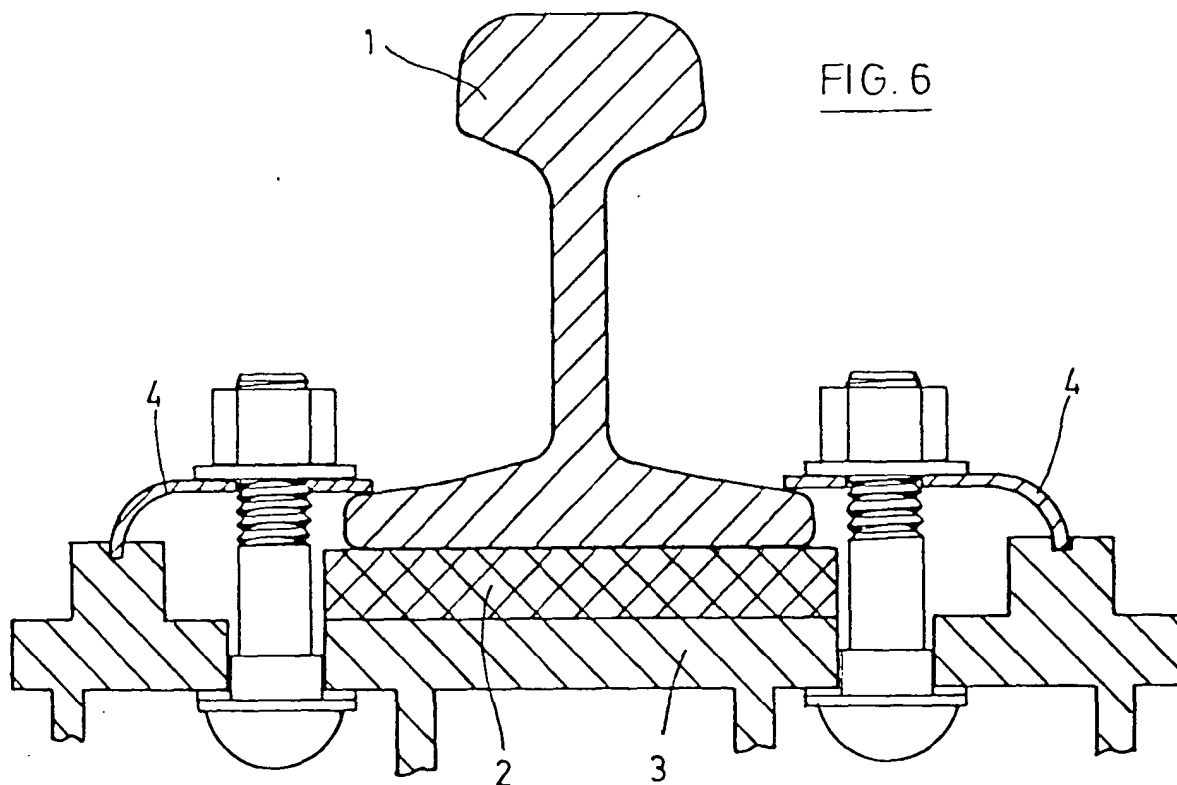


FIG. 6



BRUXELLES, le 12 JUL. 1984

E. Pon

Armand GOOSSENS

P. Pon BUREAU VANDER HAEGHEN

[Signature]