

CONFÉDÉRATION SUISSE  
INSTITUT FÉDÉRAL DE LA PROPRIÉTÉ INTELLECTUELLE

(11) **CH** **709 811 B1**

(51) Int. Cl.: **G04B 17/04** (2006.01)  
**G04B 15/08** (2006.01)  
**G04B 15/14** (2006.01)

**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**

(21) Numéro de la demande: 00963/14

(22) Date de dépôt: 25.06.2014

(43) Demande publiée: 31.12.2015

(24) Brevet délivré: 15.03.2018

(45) Fascicule du brevet publié: 15.03.2018

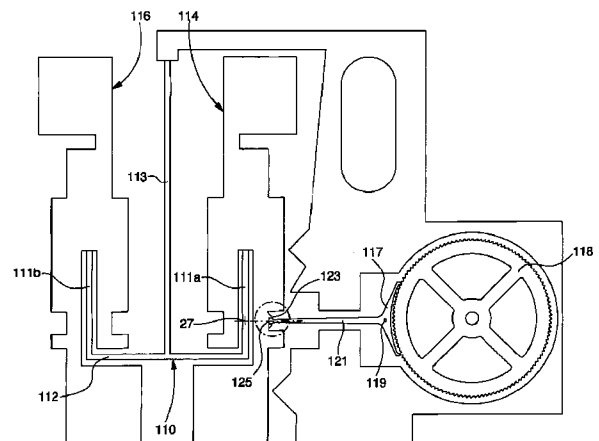
(73) Titulaire(s):  
Association Suisse pour la Recherche Horlogère (ASRH),  
Rue Jaquet-Droz 1  
2002 Neuchâtel (CH)

(72) Inventeur(s):  
Ilan Vardi, 2000 Neuchâtel (CH)  
Nicolas Déhon, 2300 La Chaux-de-Fonds (CH)

(74) Mandataire:  
ICB Ingénieurs Conseils en Brevets SA,  
Faubourg de l'Hôpital 3  
2001 Neuchâtel (CH)

(54) **Système oscillant pour mouvement horloger à échappement à ancre.**

(57) Le système oscillant comporte un résonateur mécanique comprenant un barreau flexible (111a) maintenu par une extrémité et agencé pour osciller dans un plan autour d'une position d'équilibre. L'autre extrémité du barreau porte une coiffe rigide (114) qui porte elle-même une articulation (123, 125) agencée pour relier mécaniquement le barreau à une ancre (117). Lorsque le barreau se trouve dans la position d'équilibre, l'articulation est sensiblement alignée entre le pivot (119) et un point (27) du barreau (111a) situé à une distance déterminée de l'extrémité libre de ce dernier, la distance déterminée étant égale au quotient de la valeur de la flèche à un instant donné, lorsque le barreau ne se trouve pas dans la position d'équilibre, sur la valeur au même instant de la dérivée de la déformée du barreau évaluée à l'extrémité distale du barreau.



## Description

### Domaine de l'invention

[0001] La présente invention concerne un système oscillant pour mouvement horloger à échappement à ancre, le système oscillant comportant un résonateur mécanique comprenant au moins un barreau flexible maintenu par une extrémité, dite extrémité proximale, et agencé pour osciller dans un plan autour d'une position d'équilibre, l'ancre étant agencée pour pivoter autour d'un axe perpendiculaire au plan dans lequel le barreau flexible est agencé pour osciller, et l'autre extrémité du barreau flexible, dite extrémité distale, portant des premiers moyens de jonction agencés pour s'articuler avec des seconds moyens de jonction solidaires de l'ancre, de manière à ce que l'ancre pivote alternativement de concert avec les oscillations du barreau.

### Art antérieure

[0002] Dans les mouvements d'horlogerie mécaniques usuels, la marche synchrone du mouvement est assurée par un dispositif réglant constitué par un ensemble balancier-spiral et échappement. Ce dispositif, quoique actuellement parfaitement au point, nécessite un réglage très délicat et sa précision est limitée du fait de sa fréquence d'oscillation très basse.

[0003] Le document de brevet CH 442 153 propose de réaliser des dispositifs régulateurs améliorés qui comprennent, d'une part, un oscillateur-régulateur mécanique, par exemple un diapason monté sur une base, et d'autre part, un organe élastique dont l'une des extrémités est fixée sur une base, tandis que l'autre extrémité présente une levée destinée à coopérer avec la denture de la roue d'échappement d'un mouvement d'horlogerie dont la vitesse est réglée par l'oscillateur-régulateur. L'énergie transférée par la roue d'échappement à la levée de l'organe élastique lors de contacts successifs est transmise par l'intermédiaire d'un couplage élastique à l'oscillateur-régulateur mécanique et en entretient l'oscillation. Ce type de liaison ne permet toutefois pas d'assurer une bonne marche du mouvement car la condition d'accord ou de résonance entre les deux éléments (organe élastique et oscillateur), définissant la marche normale du régulateur, ne peut être maintenue notamment sous l'effet de chocs ou de changements de position qui influent sur leur accouplement élastique.

[0004] Le document de brevet EP 2 574 994 décrit un système oscillant pour mouvement horloger à échappement libre conforme à la définition donnée en introduction. Selon ce document antérieur, l'ancre présente une fourchette comportant deux dents, et l'extrémité distale du barreau flexible porte deux chevilles espacées l'une de l'autre et agencées pour osciller transversalement à l'axe du barreau et pour coopérer alternativement et respectivement avec les deux dents de la fourchette de manière à faire pivoter l'ancre. La mise en œuvre de ce système oscillant connu présente certaines difficultés. En effet, pour permettre à l'échappement mécanique de bien fonctionner, il est nécessaire que le barreau flexible puisse osciller avec suffisamment d'énergie. Or, une énergie d'oscillation élevée implique des oscillations de relativement grande amplitude et donc notamment une vitesse d'oscillation relativement élevée au niveau des chevilles.

### Bref exposé de l'invention

[0005] Un but de la présente invention est de remédier aux inconvénients de l'art antérieur qui viennent d'être mentionnés. L'invention atteint ce but en fournissant un système oscillant pour mouvement horloger à échappement à ancre, qui est conforme à la définition donnée en introduction. Ce système oscillant est en outre caractérisé en ce que le barreau flexible porte une coiffe rigide fixée à l'extrémité distale, les premiers moyens de jonction étant fixés sur la coiffe rigide à un endroit déterminé dont la position est telle que, lorsque le barreau se trouve dans la position d'équilibre, un premier segment reliant l'endroit déterminé à l'axe de pivotement de l'ancre et un deuxième segment reliant l'endroit déterminé à un point de référence font entre eux un angle  $\alpha$  compris entre  $150^\circ$  et  $180^\circ$ ; où ledit point de référence est le centre d'inertie d'une section droite du barreau dont la position est déterminée de manière à ce que la longueur de la partie du barreau comprise entre le point de référence et l'extrémité distale soit égale au quotient de la valeur de la flèche à un instant donné, lorsque le barreau ne se trouve pas dans la position d'équilibre, sur la valeur au même instant de la dérivée de la déformée du barreau évaluée à l'extrémité distale du barreau.

[0006] Conformément à ce qui sera expliqué plus en détail plus loin, on peut assimiler les oscillations de la coiffe du barreau flexible à un pivotement alternatif autour d'un point à l'endroit duquel le vecteur vitesse de la coiffe demeure sensiblement nul. Nous appellerons par la suite ce point fixe le «centre virtuel» de rotation de la coiffe. Selon l'invention, lorsque le barreau flexible se trouve dans sa position d'équilibre, le centre virtuel de rotation de la coiffe est superposé à un point du barreau appelé point de référence. Le point de référence du barreau est lui-même défini selon l'invention comme le point du barreau pour lequel la longueur de la partie du barreau comprise entre le point de référence et l'extrémité distale est égale au quotient de la valeur de la flèche à un instant donné, lorsque le barreau ne se trouve pas dans la position d'équilibre, sur la valeur au même instant de la dérivée de la déformée du barreau évaluée à l'extrémité distale du barreau. Précisons que l'invention n'est pas limitée à un système oscillant dans lequel le barreau flexible a une forme particulière. C'est la raison pour laquelle la distance entre l'extrémité distale et le point de référence du barreau est exprimée dans les termes très généraux qui figurent ci-dessus.

[0007] Le mouvement d'oscillation de la coiffe rigide entraînée par le barreau flexible correspond donc à un mouvement de rotation alternée autour du centre virtuel. Dans ces conditions, l'amplitude et la vitesse des oscillations d'un point donné de la coiffe sont proportionnelles à une distance séparant ce point donné du centre virtuel. Selon un mode de réalisation

avantageux de l'invention, la distance séparant le centre virtuel de l'articulation est inférieure à la distance séparant le centre virtuel de l'extrémité distale du barreau flexible. On comprendra que dans ces conditions, la vitesse des oscillations au niveau de l'articulation entre la coiffe et l'ancre est avantageusement réduite.

**[0008]** La courte parenthèse théorique qui va suivre a pour but de contribuer à la bonne compréhension de la portée générale de l'invention telle que définie par la revendication 1 annexée. Tout d'abord, le système oscillant de l'invention comporte un résonateur mécanique qui comprend au moins un barreau flexible maintenu par une extrémité. La seconde extrémité du barreau est libre, et le barreau est agencé pour osciller dans un plan autour d'une position d'équilibre. La fig. 4 est un schéma de principe illustrant la déformation élastique d'un barreau flexible encastré.

**[0009]** Sur la figure, le barreau flexible de longueur L est représenté par une simple ligne référencée 3. La ligne 3 est la fibre moyenne. Il s'agit d'une courbe imaginaire passant par les centres d'inertie G de toutes les sections droites (transversales) du barreau (on peut préciser que la fibre moyenne correspond à la fibre neutre dans le cas où les sections droites ont un profil symétrique). Par ailleurs, la ligne en traits interrompus référencée 5 sur la fig. 4 est la ligne moyenne non déformée. On comprendra donc que, lorsque le barreau est dans sa position d'équilibre, la courbe 3 est superposée à la ligne moyenne 5. Les déformations en flexion du barreau peuvent être quantifiées par une fonction appelée «la déformée»  $v(x)$ . La déformée  $v(x)$  est définie comme le déplacement du centre d'inertie G d'une section droite située à une distance «x» du point d'encastrement du barreau ( $0 \leq x \leq L$ ). Ce déplacement est mesuré perpendiculairement à la ligne moyenne 5. De plus, lorsque les déformations du barreau sont faibles, la déformée  $v(x)$  est proportionnelle à la force (référéncée  $\vec{f}$ ) qui provoque la flexion. On appelle «flèche» (notée f) la valeur de la déformée à l'extrémité libre du barreau. Dans les mêmes conditions de petites déformations, on peut également considérer que les sections droites du barreau restent droites et perpendiculaires à la fibre neutre durant la déformation.

**[0010]** Conformément à l'invention, une coiffe rigide est fixée à l'extrémité libre du barreau. En première approximation, lorsque le barreau se déforme, la coiffe se déplace parallèlement au plan d'oscillation du barreau solidairement de son extrémité libre. Dans un tel contexte, la cinématique classique nous enseigne qu'à chaque instant où le barreau oscille, il est possible d'identifier un centre instantané de rotation (CIR) autour duquel la coiffe rigide est en train de tourner sans translation. Le CIR est le point de la coiffe dont la vitesse est nulle. La théorie nous enseigne d'autre part que le CIR se situe à l'intersection entre les perpendiculaires aux vecteurs vitesses de chaque point de la coiffe. Ainsi, puisque le vecteur vitesse du centre d'inertie  $G_{x=L}$  de la section droite terminale est orienté perpendiculairement à la fibre neutre 3, le CIR se trouve nécessairement sur la droite qui est tangente au barreau en son extrémité. Cette droite est donnée par la formule suivante:

$$v(L; t) + \frac{dv(L; t)}{dx} (x - L) = y \quad (i)$$

**[0011]** On a fait plus haut l'hypothèse que les sections droites du barreau restent toujours orientées perpendiculairement à la fibre neutre. Dans ces conditions, on peut montrer que les points de la coiffe dont les trajectoires coupent à un instant donné la ligne correspondant à la position de repos de l'axe du barreau sont, à cet instant donné, tous animés de vitesses dirigées perpendiculairement à cette ligne. En d'autres termes, à un instant donné, la ligne correspondant à la position de repos de l'axe du barreau est perpendiculaire aux vecteurs vitesses de tous les points dont les trajectoires coupent cette ligne à cet instant donné. Le CIR se trouve donc sur la ligne correspondant à la position de repos de l'axe du barreau. Cet axe correspond à la droite dont l'équation est la suivante:

$$y = 0 \quad (ii)$$

**[0012]** On déduit de (i) et de (ii) que pour le centre instantané de rotation:

$$v(L) + \frac{dv(L)}{dx} (x - L) = 0 \quad (iii)$$

ou de manière équivalente (en posant  $\lambda = L-x$ ):

$$\lambda \cdot \frac{dv(x=L)}{dx} = v(x = L) \quad (iv)$$

où  $\lambda$  est la distance entre l'extrémité libre et le centre instantané de rotation.

**[0013]** On notera de plus que la distance à laquelle le CIR se trouve de l'extrémité libre ne dépend pas de l'amplitude de la déformation. En effet, on a dit plus haut que l'amplitude de la déformation du barreau ne dépend que de l'intensité de la force qui provoque la flexion. Dans ces conditions, on peut séparer les variables t et x et exprimer la déformée et sa dérivée respectivement par les deux formules suivantes:

$$v(x, t) = F(t) \cdot \bar{v}(x) \quad (v)$$

$$\frac{dv(x, t)}{dx} = F(t) \cdot \frac{d\bar{v}(x)}{dx} \quad (vi)$$

où  $\bar{v}(x)$  dépend de la forme du barreau et du matériau dont il est fait.

**[0014]** Ainsi l'équation (iv) peut être réécrite:

$$\lambda \cdot F(t) \cdot \frac{d\bar{v}(L)}{dx} = F(t) \cdot \bar{v}(L) \quad (\text{vii})$$

**[0015]** On comprendra donc que la force  $F(t)$  peut être éliminée par simplification et que la distance déterminée à laquelle le CIR se trouve de l'extrémité du barreau est donc constante (dans la limite de validité des hypothèses liées aux petites oscillations). Le CIR est donc immobile en première approximation lorsque le barreau se déforme en flexion. Le centre instantané de rotation n'étant donc pas à proprement parler «instantané», nous avons préféré utiliser l'expression alternative «de centre virtuel» pour le désigner.

### Breves description des figures

**[0016]** D'autres caractéristiques et avantages de la présente invention apparaîtront à la lecture de la description qui va suivre, donnée uniquement à titre d'exemple non limitatif, et faite en référence aux dessins annexés dans lesquels:

- la fig. 1 est une vue schématique en plan d'un système oscillant selon un premier mode de réalisation de l'invention;
- la fig. 2 est une vue schématique en plan d'un système oscillant selon un deuxième mode de réalisation de l'invention;
- la fig. 3 est une vue schématique en plan d'un système oscillant selon un troisième mode de réalisation de l'invention;
- la fig. 4 est un schéma de principe illustrant la déformation d'un barreau flexible encasté dont l'extrémité libre est soumise à une force;
- la fig. 5A est une représentation en plan plus détaillée d'un système oscillant selon un quatrième mode de réalisation de l'invention;
- la fig. 5B est une vue partielle agrandie montrant plus particulièrement les premiers et les seconds moyens de jonction du système oscillant de la fig. 5A;
- la fig. 6 est une vue schématique en plan d'un système oscillant selon un cinquième mode de réalisation de l'invention;
- la fig. 7 est une représentation détaillée en plan d'une variante alternative du système oscillant illustré dans la fig. 5A.

### Description détaillée de différents modes de réalisation

**[0017]** La fig. 1 annexée est une vue schématique en plan d'un système oscillant selon un premier mode de réalisation de l'invention. On peut voir sur la figure un barreau flexible 11 solidaire par une de ses extrémités, dite extrémité proximale, d'un support fixe 13. L'autre extrémité du barreau, dite extrémité distale, porte une coiffe rigide 15 qui est de grande dimension en comparaison avec le barreau flexible. Dans l'exemple illustré, le barreau 11, le support 13 et la coiffe 15 viennent de matière et s'étendent dans un même plan. Ces trois éléments sont de préférence réalisés par microusinage d'un wafer en silicium cristallin. On comprendra toutefois que ces éléments ne viennent pas nécessairement de matière selon l'invention, et que de manière générale, ces éléments pourraient être réalisés en tout autre matériau convenable connu de l'homme du métier. Par exemple en quartz, en verres, en céramiques ou en métaux amorphes. De plus, l'homme du métier pourrait recourir à un autre procédé que le microusinage.

**[0018]** En se référant encore à la fig. 1, on peut noter que la coiffe 15 a une forme quasi symétrique par rapport à l'axe du barreau non déformé. De plus, la coiffe a pratiquement une longueur double de celle du barreau 11. On peut distinguer dans la coiffe une partie de tête 15a qui s'étend dans le prolongement du barreau et deux parties latérales 15b et 15c qui s'étendent en arrière symétriquement de part et d'autre de l'axe du barreau. La forme de la coiffe 15 est de préférence choisie de manière à ce que son centre d'inertie se trouve à proximité immédiate de l'extrémité distale du barreau 11.

**[0019]** En se référant encore à la fig. 1, on peut voir une roue d'échappement 18 qui coopère avec une ancre 17 montée sur un pivot 19. De manière connue en soi, l'ancre 17 est munie d'une baguette 21 qui se termine par une fourchette 23. La partie latérale 15c de la coiffe porte une cheville 25 agencée pour coopérer avec la fourchette 23. On comprendra que, dans le présent exemple, la cheville et la fourchette constituent les premiers et les seconds moyens de jonction selon l'invention. On comprendra que la cheville et la fourchette sont agencées pour coopérer de manière à former une articulation reliant la coiffe 15 à l'ancre 17. Dans le mode de réalisation illustré, on voit que le pivot 19 de l'ancre et l'articulation entre la cheville et la fourchette sont sur la même droite qui est perpendiculaire au barreau 11 dans sa position de repos. La fig. 1 est une vue en plan. On comprendra donc qu'en l'absence d'information concernant l'élévation des éléments représentés, l'ancre 17 et le barreau flexible 11 peuvent être situés, soit ensemble dans le plan d'oscillation du

barreau (le plan de la feuille du dessin de la fig. 1), soit à des hauteurs différentes. Toutefois, même dans la deuxième alternative, l'articulation est contenue dans le plan de baguette qui est un plan perpendiculaire au plan dans lequel le barreau oscille (perpendiculaire à la feuille du dessin). Quelle que soit la variante du mode de réalisation de la fig. 1, le plan de baguette est perpendiculaire à l'axe du barreau 11 en position de repos, et la trace du plan de baguette sur le plan de la feuille est une droite perpendiculaire au barreau.

**[0020]** En se référant encore à la fig. 1, on peut vérifier que si l'on trace sur le dessin une ligne droite qui passe à la fois par le pivot 19 et par l'articulation 23, 25, cette ligne coupe le barreau flexible à l'endroit d'un point référencé 27. Le point du barreau qui est référencé 27 sur les figures est appelé le «point de référence» du barreau. Conformément à ce qui va être expliqué plus en détail ci-après, lorsque le barreau se trouve dans sa position d'équilibre, le point de référence 27 est confondu avec le centre virtuel autour duquel la coiffe 15 semble pivoter.

**[0021]** En se référant encore à la fig. 1, on peut voir un cercle référencé c et dont le centre correspond au centre virtuel. De plus, le cercle c passe par l'articulation entre la cheville 25 et la fourchette 23. Le rayon du cercle c est donc égal à la distance séparant le centre virtuel de l'articulation. La fig. 1 montre clairement que cette distance est inférieure à la distance séparant le centre virtuel de l'extrémité distale du barreau flexible 11. En fait, dans l'exemple illustré, le rayon c est même largement inférieur à la moitié de la distance entre le centre virtuel et l'extrémité distale du barreau. Dans ces conditions, l'amplitude et la vitesse des oscillations de l'articulation sont inférieures au tiers de l'amplitude et de la vitesse des oscillations de l'extrémité distale du barreau 11. On comprendra donc que le système oscillant illustré à la fig. 1 permet de réduire la vitesse d'oscillation d'une cheville solidaire d'un barreau résonant suffisamment pour rendre ces oscillations compatibles avec le bon fonctionnement d'un échappement à ancre.

**[0022]** Conformément à l'invention, la distance entre l'extrémité distale et le point de référence 27 du barreau 11 est égale au quotient de la valeur de la flèche à un instant donné ( $v(x=L, t)$ ), lorsque le barreau ne se trouve pas dans la position d'équilibre, sur la valeur au même instant de la dérivée de la déformée du barreau évaluée à l'extrémité distale du barreau

$$\left(\frac{dv(x=L)}{dx}\right).$$

On comprendra que cette distance dépend naturellement de la forme du barreau.

**[0023]** Dans le cas d'un barreau de section carrée constante, les formulaires indiquent que la déformée est égale à

$$u(x) = \frac{2Fx^2(3L-x)}{Ehd^3},$$

et que la dérivée de la déformée est égale à

$$\frac{dv(x)}{dx} = \frac{6Fx(2L-x)}{Ehd^3},$$

où F est la force, d et h sont les côtés de la section carrée et E est le module de Young.

**[0024]** En appliquant la formule de l'équation (iv) donnée plus haut à ce cas particulier, on trouve que la distance entre l'extrémité distale et le point de référence 27 est égale à  $\lambda = 2L/3$ . C'est bien ce que montrent les fig. 1, 2, 3, 5 et 6 (à quelques imprécisions près).

**[0025]** À titre d'exemple alternatif, on peut citer également le cas non représenté dans les figures d'un barreau de forme effilée (dont le moment quadratique linéaire décroît de manière linéaire à partir du point d'encastrement). Dans ce cas, les formules indiquent que la déformée est égale à:

$$U(Z) = -\frac{12PL}{Eb_L t^3} \left(\frac{z^2}{2}\right) + \frac{12PL^2}{Eb_L t^3} Z + \frac{6PL^3}{Eb_L t^3},$$

et que la dérivée est égale à:

$$\frac{dv(x)}{dx} = \frac{6Fx(2L-x)}{Ehd^3},$$

où  $z = L - x$  (et donc  $z = 0$  à l'extrémité distale du barreau).

**[0026]** En appliquant à nouveau la formule de l'équation (iv) donnée plus haut, on trouve que, dans ce deuxième cas, la distance entre l'extrémité distale et le point de référence est égale à  $\lambda = L/2$ .

**[0027]** D'autre part, quelle que soit la forme d'un barreau flexible, l'homme du métier est capable de calculer la valeur de la flèche et de la dérivée de la déformée du barreau évaluée à l'extrémité distale du barreau, par exemple, par un calcul aux différences finies.

**[0028]** La fig. 2 est une vue schématique en plan d'un système oscillant selon un deuxième mode de réalisation de l'invention. Les éléments qui sont communs aux systèmes oscillants selon le premier et le deuxième mode de réalisation sont désignés par les mêmes numéros de référence sur la fig. 2 et sur la fig. 1. En comparant les fig. 1 et 2, on peut remarquer notamment que la coiffe 115 n'a pas exactement la même forme que la coiffe 15. On vérifie pourtant que la distance entre le centre virtuel (le point de référence 27) et l'articulation est la même sur la fig. 2 que sur la fig. 1. Toutefois, selon le deuxième mode de réalisation, le plan de baguette contenant le pivot 19 et l'articulation coupe l'axe du barreau 11 à l'endroit du point de référence 27 de manière oblique (avec un angle d'environ 45° dans l'exemple illustré). On comprendra que, puisque la distance entre le centre virtuel et l'articulation est la même sur la fig. 2 que sur la fig. 1, l'amplitude et la vitesse des oscillations de l'articulation sont sensiblement les mêmes dans le système oscillant de la fig. 2 que dans celui de la fig. 1.

**[0029]** La fig. 3 est une vue schématique en plan d'un système oscillant selon un troisième mode de réalisation de l'invention. Selon ce mode de réalisation, le résonateur mécanique est constitué par un diapason référencé 10. Comme le montre la fig., le diapason comporte deux barreaux parallèles 11a et 11b qui sont reliés par une de leurs extrémités, dite extrémité proximale, à une barre de liaison 12 transversale. La barre de liaison est elle-même reliée en son milieu à un support fixe 13. Chacun des deux barreaux porte une coiffe (référéncée 15) qui est identique à la coiffe illustrée dans la fig. 1. En se référant encore à la fig. 3, on peut voir qu'une des deux coiffes (celle de droite dans la variante illustrée) est reliée par l'intermédiaire d'une cheville 25 et d'une fourchette 23 à l'ancre 17.

**[0030]** On sait que, dans un diapason, en première approximation chaque barreau 11a, 11b peut être considéré isolément pour déterminer la fréquence de résonance. Toutefois, un avantage lié à la symétrie du diapason 10 est qu'elle privilégie quelques modes de vibration bien définis ayant un facteur de qualité élevé.

**[0031]** La fig. 5A est une représentation en plan plus détaillée d'un système oscillant selon un quatrième mode de réalisation de l'invention. Dans le mode de réalisation illustré, comme dans le précédent, le résonateur mécanique est constitué par un diapason (référéncé 110). Le diapason 110 comporte deux barreaux parallèles 111a et 111b de section constante et qui sont reliés l'un à l'autre par une barre de liaison 112 qui s'étend transversalement entre les extrémités proximales des deux barreaux. La barre de liaison 112 est elle-même reliée en son milieu à un bras de fixation 113. L'extrémité distale du barreau 111a porte une coiffe 114, et celle du barreau 111b porte une coiffe 116. On peut voir sur la figure que les coiffes sont de grandes dimensions en comparaison avec les barreaux du diapason. On observe également que l'ensemble formé par le diapason 110 et les coiffes 114 et 116 possède un axe de symétrie qui, dans l'exemple illustré, est confondu avec le bras de fixation 113. Les coiffes 114 et 116 sont conçues de manière à ce que leur centre d'inertie se trouve à proximité immédiate de l'extrémité distale du barreau (respectivement 111a et 111b) auquel elles sont fixées. Dans l'exemple illustré, le diapason 110, le bras de fixation 113 et les coiffes 114 et 116 viennent de matière et s'étendent dans un même plan. Ces quatre éléments sont de préférence réalisés par micro-usinage d'un wafer en silicium monocristallin.

**[0032]** En se référant encore à la fig. 5A, on peut voir une roue d'échappement 118 comportant 90 dents. La roue d'échappement coopère avec une ancre 117 montée sur un pivot 119. L'ancre 117 est munie d'une baguette 121 qui se termine par une pomme 123. On peut voir encore sur la figure que la coiffe 114 (celle de droite) porte une encoche 125 agencée pour recevoir la pomme 123. L'encoche et la pomme sont représentées plus en détail dans la fig. 5B. Comme on peut le voir l'encoche et la pomme coopèrent pour former une articulation reliant la coiffe 114 à l'ancre 117. L'articulation entre la pomme et l'encoche présente de préférence un certain jeu. A titre d'exemple, la pomme pourrait avoir un diamètre de 200  $\mu\text{m}$  et la largeur de l'encoche pourrait être de 240  $\mu\text{m}$ . Précisons en outre que, selon une variante non représentée, les premiers et seconds moyens de jonction selon l'invention pourraient être conçus pour être couplés magnétiquement ou électrostatiquement l'un à l'autre (éventuellement même sans aucun contact mécanique).

**[0033]** Comme on l'a déjà dit, les barreaux 111a et 111b du diapason 110 sont de section constante. Dans ces conditions, la distance entre l'extrémité distale du barreau 111a et le point de référence 27 doit être égale à  $\lambda = \frac{2L}{3}$ . D'autre part, en se référant encore à la fig. 5A, on peut estimer que la distance entre le centre virtuel (ou de manière équivalente le point de référence 27) et l'articulation correspond environ au 2/5 de la distance entre le centre virtuel et l'extrémité distale du barreau 111a. Dans ces conditions, l'amplitude et la vitesse des oscillations au niveau de l'articulation correspondent à 40% environ de l'amplitude et de la vitesse des oscillations de l'extrémité distale du barreau 111a.

**[0034]** Finalement, la roue d'échappement 118 représentée sur la fig. 5 comporte 90 dents, ce qui correspond à un nombre de dents inhabituellement élevé. Un nombre de dents élevé est une caractéristique avantageuse. En effet, le diapason 110 est conçu pour osciller avec une fréquence considérablement plus élevée que celle d'un résonateur balancier-spiral. A titre d'exemple, si le diapason oscille à la fréquence de 90 Hz, il en résulte que la roue d'échappement illustrée avance à la vitesse d'un tour par seconde. Cette vitesse est déjà considérablement plus élevée que celle de la roue d'échappement d'une montre classique. Si la roue d'échappement 118 comportait moitié moins de dents, elle tournerait encore deux fois plus vite.

**[0035]** La fig. 6 annexée est une vue schématique en plan d'un système oscillant selon un cinquième mode de réalisation de l'invention. Ce système oscillant est très semblable au premier mode de réalisation illustré par la fig. 1. Toutefois, comme on va le voir plus en détail ci-après, bien que le système oscillant de la fig. 6 soit conforme à l'invention, il peut être qualifié de «non-optimal». En effet, on peut vérifier que si l'on trace sur le dessin une ligne droite qui passe à la fois par le pivot 19 et par l'articulation entre les premiers et les seconds moyens de jonction 23 et 25, cette ligne coupe le barreau flexible à une certaine distance du point de référence 27. Autrement dit, dans le mode de réalisation illustré, le segment reliant l'articulation au point de référence 27 n'est pas exactement dans le prolongement du segment reliant le pivot 19 à l'articulation. L'articulation ne se trouvant donc pas sur le segment qui relie le pivot 19 au centre virtuel, il en résulte que le segment reliant l'articulation à l'axe de pivotement 19 forme un angle avec le segment reliant l'articulation au point de référence 27. Précisons toutefois que selon l'invention, l'angle  $\alpha$  entre le segment reliant l'articulation à l'axe de pivotement 19 et le segment reliant l'articulation au point de référence 27 ne peut être inférieur à 150°. L'angle  $\alpha$  est donc compris entre 150° et 180°.

**[0036]** La fig. 7 est une représentation détaillée en plan d'une variante alternative du système oscillant illustré dans la fig. 5A. Les éléments qui sont communs aux systèmes oscillants selon les deux variantes illustrées du quatrième mode de réalisation sont désignés par les mêmes numéros de référence sur la fig. 7 et sur la fig. 5A. En comparant les fig. 5A et 7, on

peut remarquer notamment que les coiffes 214 et 216 ne sont pas identiques aux coiffes 114 et 116. En effet, en se reportant à la fig. 7, on observe que les coiffes 214 et 216 présentent chacune un épaississement (respectivement référencés 220 et 222) localisé à proximité immédiate de l'extrémité distale d'un des barreaux flexibles 111a, 111b. Un avantage lié à la présence des épaississements 220 et 222 est de permettre d'augmenter la masse d'inertie des coiffes 214 et 216 sans augmenter outre mesure le moment d'inertie des coiffes par rapport à leur point de fixation sur l'extrémité distale d'un des barreaux flexibles. Selon une variante préférée, les coiffes sont arrangées dans le plan dans lequel les barreaux flexibles 111a et 111b sont agencés pour osciller, et chacune des coiffes présente deux épaississements arrangés de manière symétrique sur ses deux faces principales de part et d'autre du plan dans lequel les barreaux flexibles 111a et 111b sont agencés pour osciller. Les épaississements 220, 222 sont de préférence formés d'un matériau plus dense que le matériau de la coiffe 214, 216 et du barreau 111a, 111b. Dans l'exemple illustré, ces épaississements se présentent sous la forme de couches de revêtement. Toutefois, ces épaississements pourraient tout aussi bien se présenter sous la forme d'inserts par exemple. On comprendra en outre que les épaississements pourraient être formés du même matériau que les coiffes.

**[0037]** On comprendra en outre que diverses modifications et/ou améliorations évidentes pour un homme du métier peuvent être apportées aux modes de réalisation qui font l'objet de la présente description sans sortir du cadre de la présente invention définie par les revendications annexées. Par exemple, l'ancre visible sur l'une ou l'autre des figures pourrait être remplacée par une ancre flexible sans pivot. Une telle ancre flexible comporte un ou plusieurs points d'ancrage solidaires d'un support fixe, et comporte en outre des parties flexibles qui lui donnent une mobilité par rapport au dit support fixe. Comme le sait bien l'homme du métier, même une ancre flexible est agencée pour pivoter autour d'un axe (on comprendra que même si ce n'est pas précisément toute la structure de l'ancre qui pivote autour d'un axe, l'ancre proprement dite, ou autrement dit, sa partie prévue pour coopérer avec la roue d'échappement, pivote nécessairement autour d'un axe). On parle alors d'un «pivot virtuel». On comprendra donc que conformément à certains modes de réalisation, l'axe de pivotement selon l'invention peut correspondre à un pivot virtuel.

## Revendications

1. Système oscillant pour mouvement horloger à échappement à ancre, comportant un résonateur mécanique comprenant au moins un barreau flexible (11; 11a; 111a) maintenu par une première extrémité, dite extrémité proximale, et agencé pour osciller dans un plan autour d'une position d'équilibre, ladite ancre (17; 117) étant agencée pour pivoter autour d'un axe (19; 119) perpendiculaire au plan dans lequel le barreau flexible est agencé pour osciller, la seconde extrémité du barreau, dite extrémité distale, portant des premiers moyens de jonctions (25; 125) agencés pour s'articuler avec des seconds moyens de jonction (23; 123) solidaires de l'ancre, de manière à ce que l'ancre pivote alternativement de concert avec les oscillations du barreau; caractérisé en ce que le barreau flexible (11; 11a; 111a) porte une coiffe rigide (15; 114; 115; 214, 216) fixée à l'extrémité distale, les premiers moyens de jonction (25; 125) étant fixés sur la coiffe rigide à un endroit déterminé dont la position est telle que, lorsque le barreau se trouve dans la position d'équilibre, un premier segment reliant l'endroit déterminé à l'axe de pivotement (19; 119) de l'ancre et un deuxième segment reliant l'endroit déterminé à un point de référence (27) font entre eux un angle ( $\alpha$ ) compris entre 150° et 180°; où ledit point de référence (27) est le centre d'inertie d'une section droite du barreau dont la position est déterminée de manière à ce que la longueur de la partie du barreau comprise entre le point de référence et l'extrémité distale soit égale au quotient de la valeur de la flèche à un instant donné, lorsque le barreau ne se trouve pas dans la position d'équilibre, sur la valeur au même instant de la dérivée de la déformée du barreau évaluée à l'extrémité distale du barreau.
2. Système oscillant pour mouvement horloger à échappement à ancre selon la revendication 1, dans lequel une distance séparant le point de référence (27) de l'articulation entre les premiers moyens de jonction (25; 125) et les seconds moyens de jonction (23; 123), est inférieure à la longueur de la partie du barreau comprise entre le point de référence (27) et l'extrémité distale lorsque le barreau se trouve dans la position d'équilibre.
3. Système oscillant pour mouvement horloger à échappement à ancre selon la revendication 1 ou 2, dans lequel la coiffe et le barreau viennent de matière.
4. Système oscillant pour mouvement horloger à échappement à ancre selon l'une des revendications 1, 2 et 3, dans lequel la coiffe est de forme planaire et s'étend sensiblement dans le plan dans lequel le barreau flexible est agencé pour osciller.
5. Système oscillant pour mouvement horloger à échappement à ancre selon l'une des revendications précédentes, dans lequel le barreau et la coiffe sont chacun réalisés en un matériau choisi du groupe comprenant le silicium, le quartz, les verres, les céramiques et les métaux amorphes.
6. Système oscillant pour mouvement horloger à échappement à ancre selon la revendication 5, dans lequel le barreau et la coiffe sont réalisés dans le même matériau.
7. Système oscillant pour mouvement horloger à échappement à ancre selon l'une des revendications précédentes, dans lequel le centre d'inertie de la coiffe rigide est situé à l'extrémité distale du barreau.

## CH 709 811 B1

8. Système oscillant pour mouvement horloger à échappement à ancre selon l'une des revendications précédentes, dans lequel la coiffe (214, 216) présente au moins un épaissement (220, 222) localisé à proximité de l'extrémité distale du barreau flexible (111a, 111b).
9. Système oscillant pour mouvement horloger à échappement à ancre selon revendication 8, dans lequel l'épaissement (220, 222) est formé d'un premier matériau plus dense qu'un deuxième matériau dans lequel le reste de la coiffe (214, 216) est réalisée.
10. Système oscillant pour mouvement horloger à échappement à ancre selon la revendication 9, dans lequel l'épaissement est formé par au moins un insert.
11. Système oscillant pour mouvement horloger à échappement à ancre selon l'une des revendications précédentes, dans lequel l'articulation entre les premiers et les seconds moyens de jonction (25, 23; 125, 123) est agencée pour être alignée avec l'axe de pivotement (19) de l'ancre selon une droite perpendiculaire au barreau lorsque le barreau est dans la position d'équilibre.
12. Système oscillant pour mouvement horloger à échappement à ancre selon l'une des revendications 1 à 10, dans lequel l'articulation entre les premiers et les seconds moyens de jonction (25, 23; 125, 123) est agencée pour être alignée avec l'axe de pivotement (19) de l'ancre selon une droite oblique par rapport au barreau lorsque le barreau est dans la position d'équilibre.
13. Système oscillant pour mouvement horloger à échappement à ancre selon l'une des revendications précédentes, dans lequel la coiffe (15; 114, 115; 214; 216) porte les premiers moyens de jonction (25; 125) en dehors du plan dans lequel le barreau flexible (11; 11 a; 111 a) est agencé pour osciller.
14. Système oscillant pour mouvement horloger à échappement à ancre selon l'une des revendications précédentes, dans lequel le barreau (11; 11 a; 111 a) possède une section transversale constante.
15. Système oscillant pour mouvement horloger à échappement à ancre selon l'une des revendications 1 à 13, dans lequel la section transversale du barreau (11; 11a; 111a) va en diminuant en direction de l'extrémité distale.
16. Système oscillant pour mouvement horloger à échappement à ancre selon l'une des revendications précédentes, dans lequel le résonateur mécanique comprend un diapason (10; 110), le barreau flexible (11 a; 111 a) constituant l'un des bras du diapason.
17. Système oscillant pour mouvement horloger à échappement à ancre selon l'une des revendications précédentes, dans lequel les premiers moyens de jonction comprennent une cheville (25) solidaire de la coiffe (15), la cheville (25) étant agencée pour coopérer avec les seconds moyens de jonction comprenant une fourchette (23) solidaire de l'ancre (17).
18. Système oscillant pour mouvement horloger à échappement à ancre selon l'une des revendications 1 à 16, dans lequel les premiers moyens de jonction comprennent une encoche (125) que présente la coiffe (114; 214), l'encoche (125) étant agencée pour coopérer avec les seconds moyens de jonction comprenant une pomme (123) solidaire de l'ancre (117).
19. Mouvement horloger comportant un système oscillant selon l'une des revendications 1 à 18.
20. Pièce d'horlogerie comportant un mouvement horloger selon la revendication 19.

Fig. 2

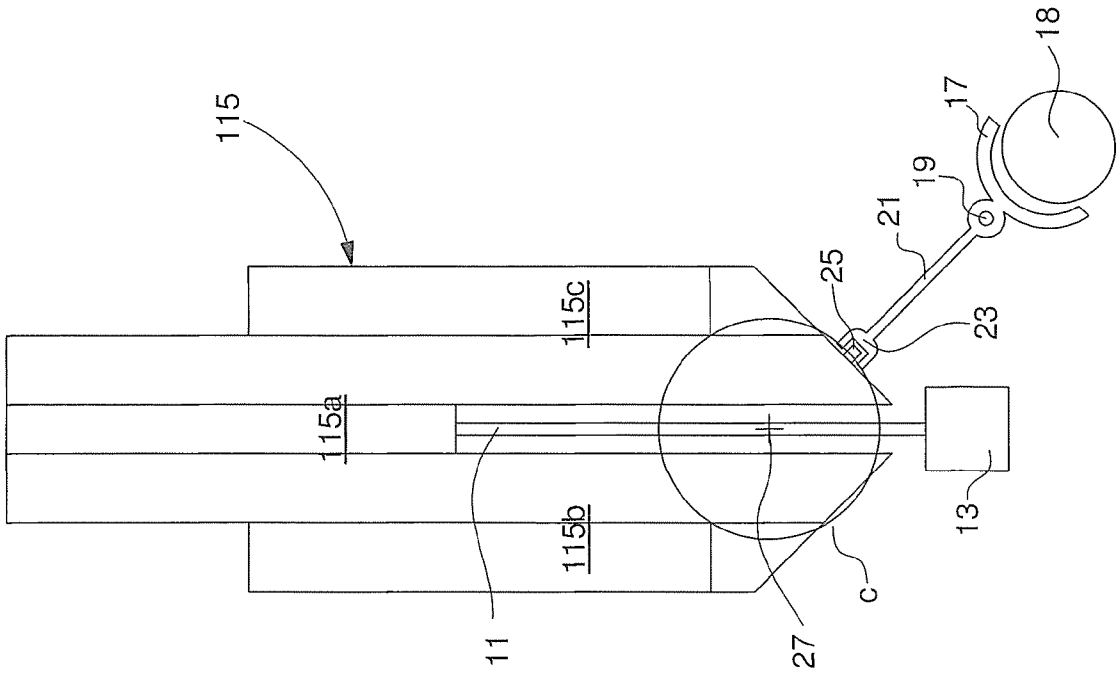
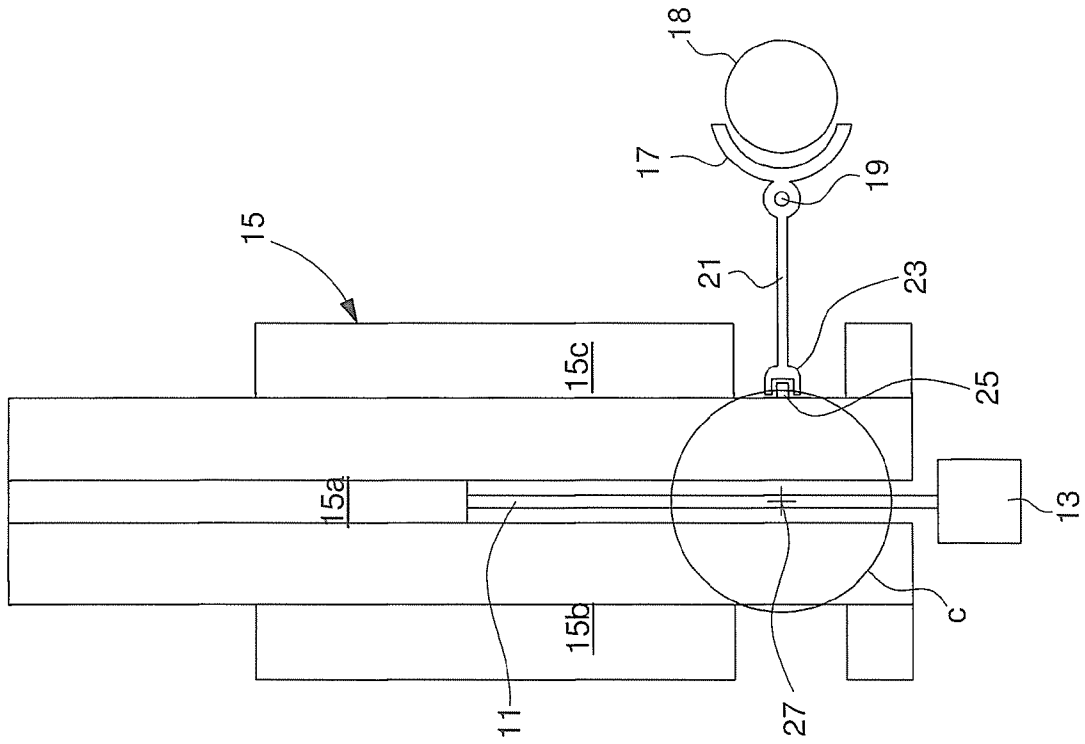


Fig. 1



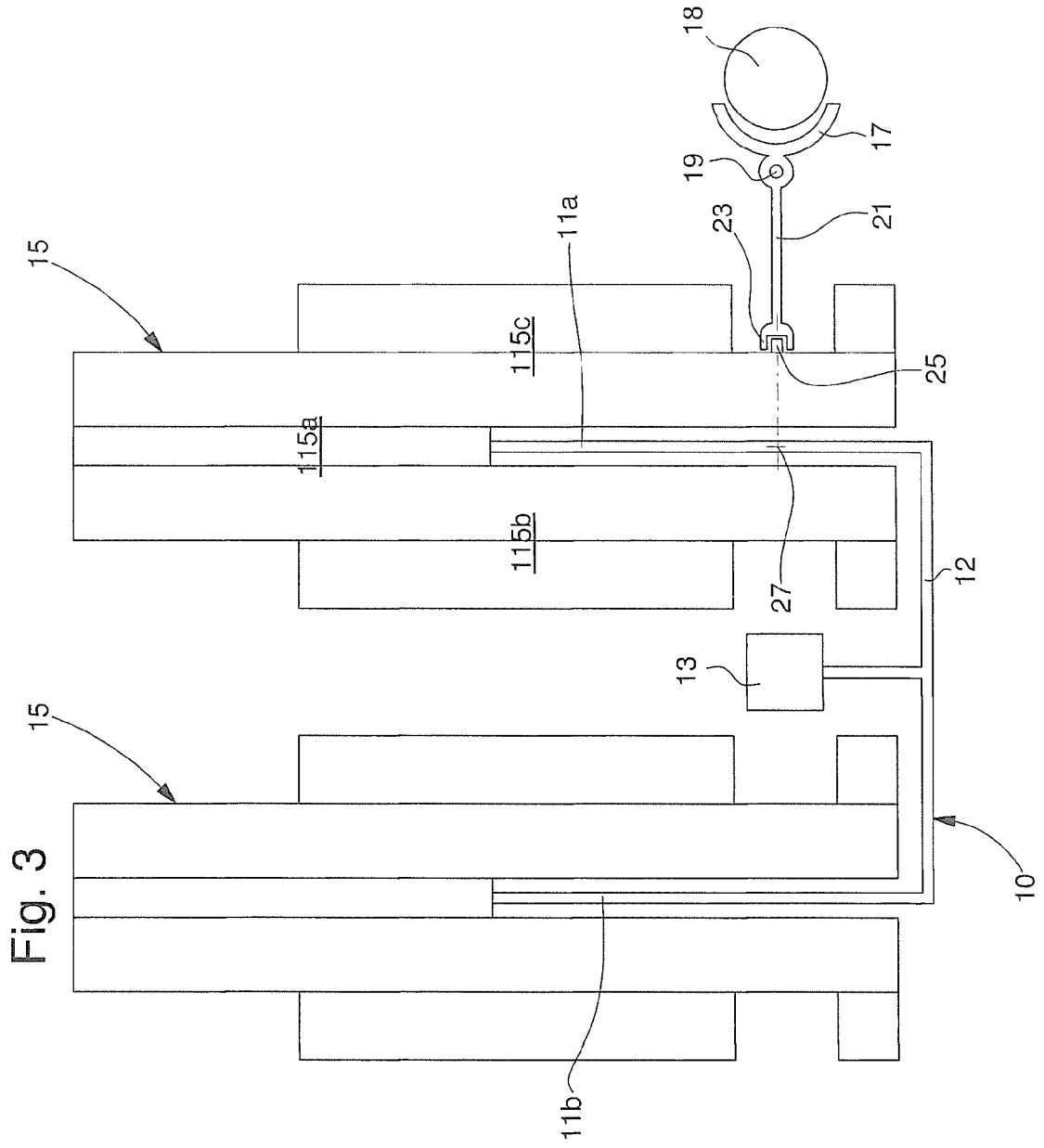
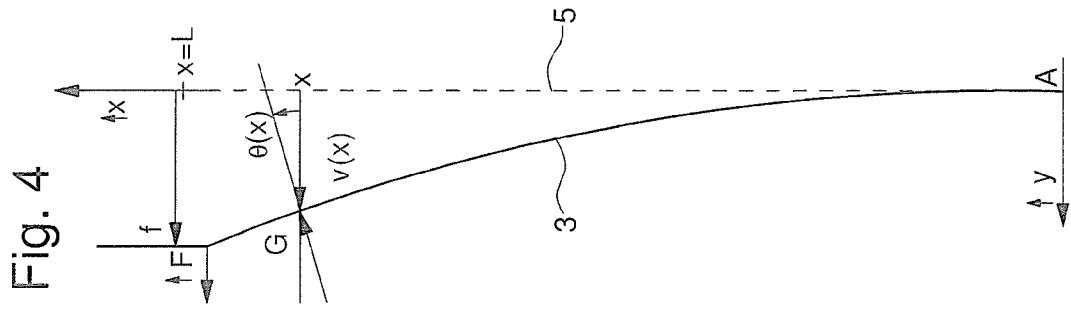


Fig. 5B

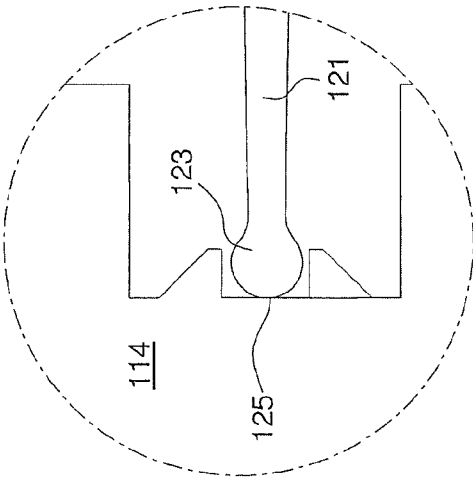


Fig. 5A

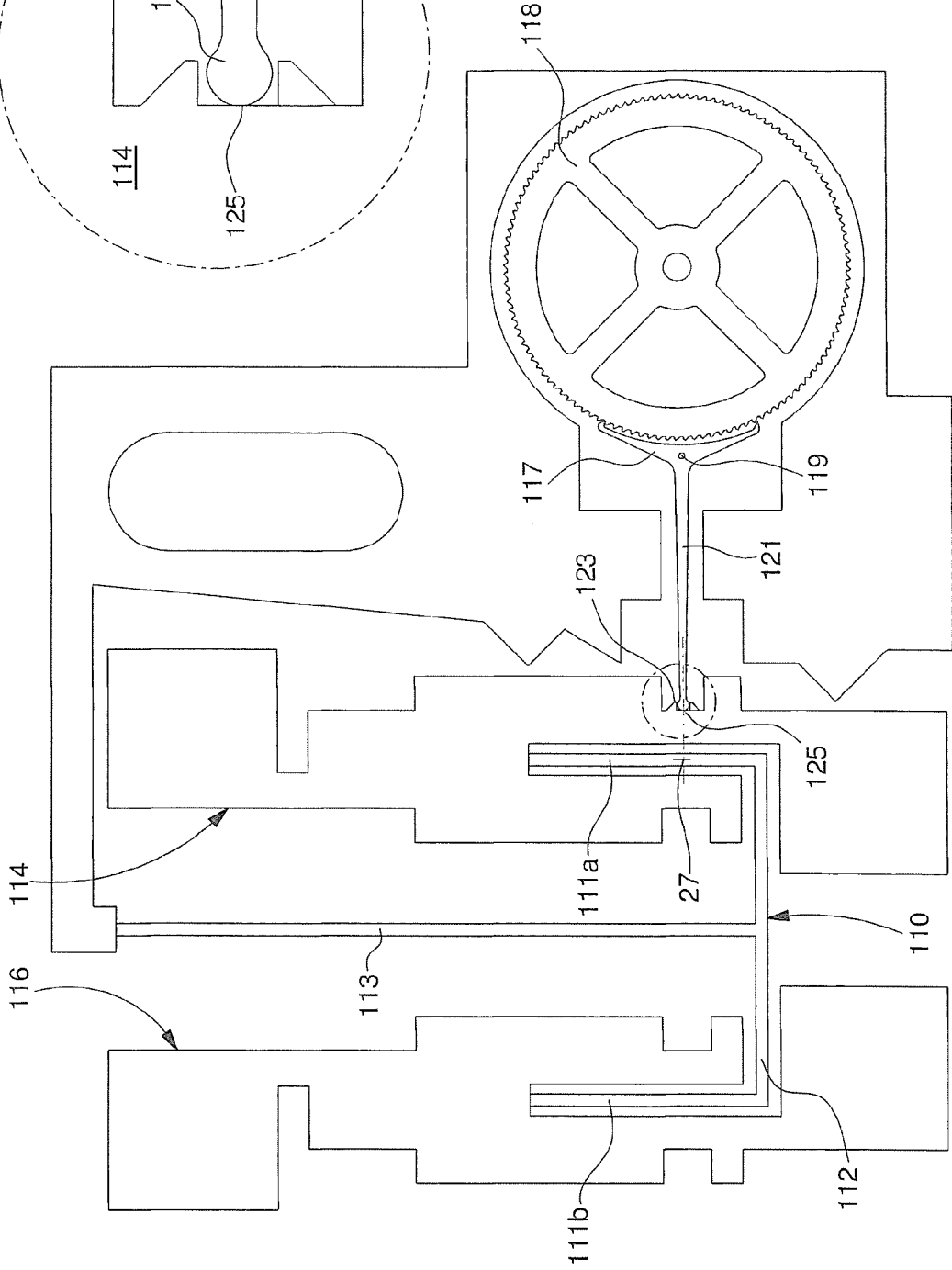


Fig. 7

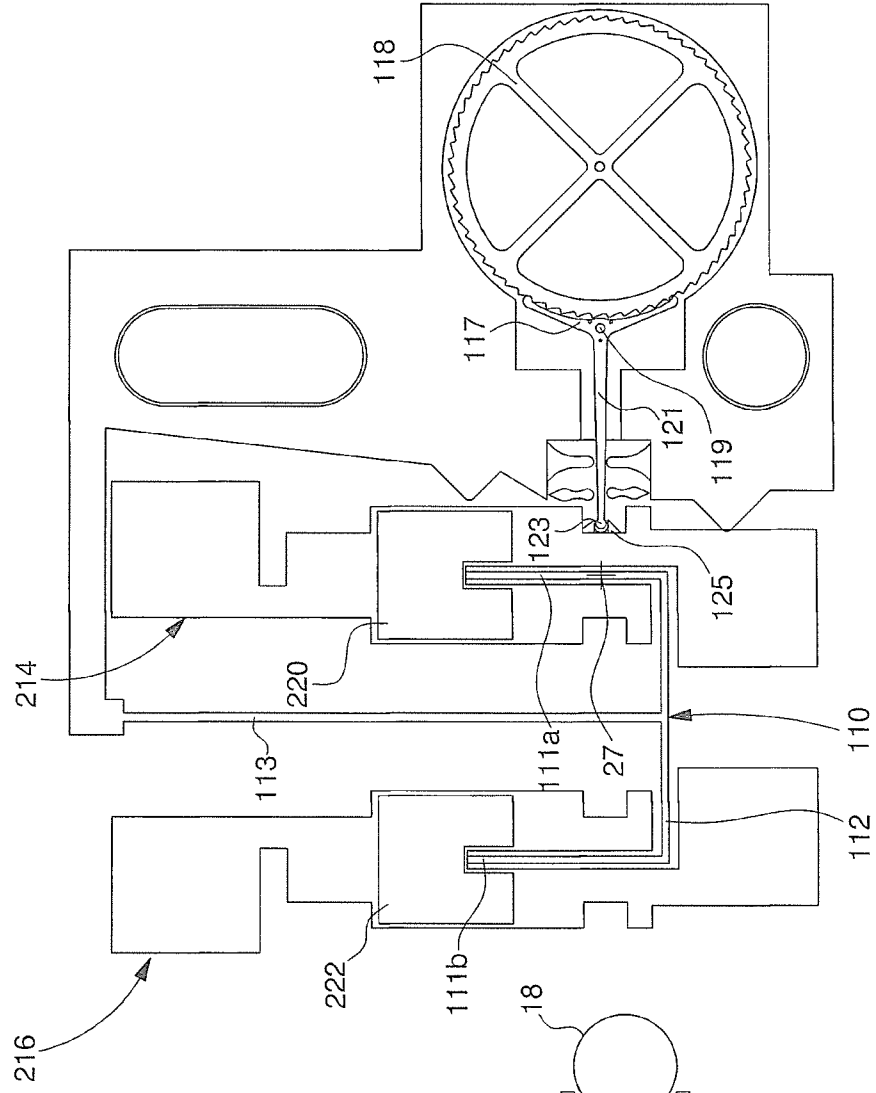


Fig. 6

