

(19)



(11)

EP 3 599 514 B1

(12)

FASCICULE DE BREVET EUROPEEN

(45) Date de publication et mention
de la délivrance du brevet:
07.06.2023 Bulletin 2023/23

(51) Classification Internationale des Brevets (IPC):
G04B 17/06 ^(2006.01) **G04B 15/08** ^(2006.01)
G04B 15/10 ^(2006.01)

(21) Numéro de dépôt: **18185387.0**

(52) Classification Coopérative des Brevets (CPC):
G04B 15/10; G04B 15/08

(22) Date de dépôt: **25.07.2018**

(54) MÉCANISME D'ÉCHAPPEMENT À RESSORTS BISTABLE ET MONOSTABLE

HEMMUNGSMECHANISMUS MIT BISTABILEN UND MONOSTABILEN FEDERN

EXHAUST MECHANISM HAVING BISTABLE AND MONOSTABLE SPRINGS

(84) Etats contractants désignés:
**AL AT BE BG CH CY CZ DE DK EE ES FI FR GB
GR HR HU IE IS IT LI LT LU LV MC MK MT NL NO
PL PT RO RS SE SI SK SM TR**

(43) Date de publication de la demande:
29.01.2020 Bulletin 2020/05

(73) Titulaire: **Sowind S.A.**
2300 La Chaux-de-Fonds (CH)

(72) Inventeur: **Déhon, Nicolas**
2300 La Chaux de Fonds (CH)

(74) Mandataire: **Bovard SA Neuchâtel**
Rue des Noyers 11
2000 Neuchâtel (CH)

(56) Documents cités:
EP-A1- 3 208 662 WO-A1-2009/118310
CH-A1- 712 631

EP 3 599 514 B1

Il est rappelé que: Dans un délai de neuf mois à compter de la publication de la mention de la délivrance du brevet européen au Bulletin européen des brevets, toute personne peut faire opposition à ce brevet auprès de l'Office européen des brevets, conformément au règlement d'exécution. L'opposition n'est réputée formée qu'après le paiement de la taxe d'opposition. (Art. 99(1) Convention sur le brevet européen).

Description

Domaine technique

[0001] La présente invention se rapporte au domaine de l'horlogerie et concerne, plus particulièrement, un mécanisme d'échappement à ressort bistable formé d'une lame travaillant en flambage autour d'un point central d'inflexion en coopération avec une bascule d'armage et une bascule de détente pour transmettre des impulsions d'énergie mécanique d'une source motrice à un régulateur oscillant de pièce d'horlogerie.

État de la technique

[0002] De tels mécanismes d'échappement, dits à force constante, sont connus depuis bientôt une vingtaine d'années et la publication de la demande de brevet WO 99/64936. Ils n'ont cependant trouvé une mise en oeuvre pratique qu'il y a une dizaine d'années avec le développement et la maîtrise de la technologie de gravure profonde de silicium pour l'horlogerie, permettant la réalisation sous une forme monolithique d'une lame flambée autour d'un point central d'inflexion entre deux points d'ancrage sur un cadre, les points d'ancrage et le point central d'inflexion de la lame flambée étant parfaitement alignés. Ces premières mises en oeuvre pratique ont été décrites notamment dans les demandes WO 2009/118310 ou encore CH 705674 de la demanderesse.

[0003] Plus récemment, divers perfectionnements ont également été apportés à ces mécanismes d'échappement pour en améliorer le rendement et la fiabilité de fonctionnement, comme par exemple décrit dans les documents CH 710925 et WO 2018/015146, également au nom de la Demanderesse.

[0004] Toujours dans le but d'améliorer le rendement d'un tel échappement à lame ressort bistable, la Demande WO 2018/002773 a proposé un mécanisme d'échappement comprenant un ressort-lame bistable et un unique mobile d'échappement pour entraîner une bascule d'armage pendant les phases d'armage, le mobile d'échappement comprenant un organe d'armage coaxial agencé pour coopérer avec la bascule d'armage à la manière d'un engrenage pour faire pivoter la bascule d'armage alternativement dans des sens opposés.

[0005] Un tel mécanisme est particulièrement séduisant de prime abord car il permet de réduire a priori de manière singulière l'encombrement global du mécanisme par l'utilisation d'un mobile d'échappement unique, qui plus est agencé de manière coaxiale à un mobile d'armage ainsi qu'un mobile de verrouillage qui respectivement coopère sensiblement ponctuellement par des dents pointues, c'est-à-dire avec des frottements réduits, avec un chemin d'armage aménagé dans un anneau solidaire de la bascule d'armage d'une part et avec la bascule de détente d'autre part. Cependant, sur un plan pratique de mise en oeuvre, cette solution s'avère sinon im-

praticable, à tous le moins inopérante fonctionnellement. En effet, dans la configuration présentée dans cette demande de brevet le mécanisme d'échappement ne peut fonctionner au mieux que lorsque la bascule d'armage et le mobile d'armage pivotent dans un même sens de rotation autour de leur axe de rotation respectif pour armer la lame bistable, qui correspond selon la convention présentée à un sens de rotation horaire. En revanche, lors d'un armage du ressort nécessitant un pivotement de la bascule d'armage en sens opposé à celui de rotation du mobile d'armage, donc en sens antihoraire, le bras de levier entre le point d'application de la force d'armage d'une dent du mobile d'armage et le centre de rotation de la bascule d'armage est nettement inférieur à celui procuré pour la rotation dans le sens horaire de la bascule d'armage. Cette différence de bras de levier induit deux types de fonctionnement fautifs, soit :

1) Lorsque la bascule d'armage tourne dans le sens inverse du mobile d'armage, le petit bras de levier est insuffisant pour vaincre la force de rappel du ressort bistable et l'amener dans son état métastable ; le mécanisme d'échappement se trouve alors bloqué, à l'arrêt, et de fait l'organe régulateur associé également, de même que le mouvement les comportant.

2) Si le petit bras de levier permet malgré tout de vaincre la force de rappel du ressort bistable, le couple agissant sur la bascule d'armage est alors trop fort lorsque celle-ci tourne dans le même sens que le mobile d'armage ; il en résulte inmanquablement des pertes d'énergie par chocs lors du verrouillage du mécanisme, après que le ressort d'échappement a atteint son état métastable, qui se traduisent par un mauvais rendement de l'échappement.

[0006] Le but de la présente invention consiste donc à procurer une solution aux défauts fonctionnels de l'approche structurelle d'un mécanisme d'échappement à ressort bistable proposée dans WO 2018/002773 tout en conservant les avantages de ce dernier en termes de rendement et de compacité de construction.

Divulcation de l'invention

[0007] Ce but est atteint grâce à un mécanisme d'échappement dont les caractéristiques sont détaillées dans les revendications.

[0008] Plus particulièrement, le mécanisme d'échappement de l'invention tel que défini à la revendication 1, comportant :

- Une lame élastique au comportement bistable obtenue par flambage de ladite lame initialement droite après en avoir rapproché les deux extrémités encastées de manière symétrique par rapport à un point de pivotement médian correspondant au point d'in-

flexion de ladite lame élastique une fois celle-ci contrainte en flambage entre ses deux points d'ancrage,

- une bascule d'armage de ladite lame élastique bistable, mobile en rotation et dont les mouvements sont tangentiellement solidaires de ladite lame élastique et ainsi liée cinématiquement selon une direction sensiblement perpendiculaire en deux points équidistants du point d'inflexion médian et
- un mobile d'échappement apte à engrener avec un mobile du rouage de finissage d'un mouvement horloger, et agencé pour transmettre séquentiellement un couple d'entraînement à la bascule d'armage de manière à faire pivoter ladite bascule d'armage alternativement dans un sens horaire et un sens antihoraire pour faire passer ladite lame élastique bistable d'un état stable de repos à un état métastable d'armage, et
- une bascule de détente solidaire de la lame élastique en son point médian et agencée pour coopérer avec un organe régulateur oscillant d'un dit mouvement horloger à chaque alternance de celui-ci de manière à lui transmettre une impulsion consécutivement à une détente de la lame élastique bistable correspondant au passage d'un dit état d'armage à un dit état de repos symétrique à un état stable de repos précédent.

[0009] Le mécanisme de l'invention se caractérise en outre en ce qu'il comporte un organe élastique monostable dimensionné de telle manière qu'il compense la variation du couple d'entraînement de la bascule d'armage par le mobile d'échappement en fonction du sens de rotation de ladite bascule d'armage.

[0010] Le mécanisme de l'invention permet ainsi, grâce à la procuration d'un organe élastique monostable de compensation de palier les variations de couple d'armage appliqué à la bascule d'armage par la roue d'échappement selon le sens de rotation de cette dernière dans une configuration telle que proposée dans WO 2018/002773, et ainsi, en adaptant la force de rappel de l'organe élastique monostable de compensation en fonction des dimensionnements des autres éléments du mécanisme d'échappement et des caractéristiques de la lame élastique bistable, de garantir le basculement alterné de la bascule d'armage de manière parfaitement équilibrée, sans perte d'énergie inutile ni risque de blocage, avec un rendement accru par rapport aux mécanismes d'échappement analogues. On viabilise et fiabilise ainsi fortement le mécanisme d'échappement.

[0011] Dans un mode de réalisation de l'invention l'organe élastique monostable de compensation est accouplé à la bascule d'armage et agencé pour exercer sur cette dernière un couple de rappel dans un seul sens de rotation.

[0012] Dans une variante de réalisation du mécanisme

de l'invention, celui-ci comporte un unique mobile d'échappement muni d'un nombre impair de dents périphériques et agencé pour engrener avec des ergots d'armage, sensiblement confondus avec une ligne virtuelle passant par les centres de pivotement dudit mobile d'échappement et de ladite bascule d'armage, ces ergots d'armage étant formés sur un champ interne d'un oeillet de la bascule d'armage et selon une homothétie de rapport $k=-1$ par rapport au centre dudit oeillet.

[0013] Dans ce mode de réalisation, il est particulièrement critique de s'assurer que la coopération des dents du mobile d'échappement avec les ergots d'armage implique une variation minimale du couple d'entraînement de la bascule d'armage, malgré la présence de l'organe élastique de compensation. Ceci implique notamment l'ajustement adéquat, au niveau structural des dents et ergots afin que les angles de levée au mobile d'échappement et à la bascule d'armage et leurs pénétrations dans les deux sens de rotation de la bascule d'armage soient le plus similaires possibles. Pour ce faire, les inventeurs ont pu avantageusement déterminer que le mobile d'échappement et la bascule d'armage devaient être tels que le rapport du rayon dudit mobile d'échappement (R_A) sur l'entraxe entre ce mobile d'échappement et la bascule d'armage (R_B) soit inférieure à 1/3.

[0014] Dans une seconde variante de réalisation le mécanisme de l'invention comporte deux mobiles d'échappement identiques munis chacun de dents périphériques et apte à engrener avec à un mobile du rouage de finissage d'un mouvement horloger pour pivoter simultanément dans un même sens autour d'un axe de rotation propre et engrener chacun avec un ergot d'armage formé sur un champ interne d'un premier et d'un second oeillets formés symétriquement sur la bascule d'armage.

[0015] Dans ces deux variantes de réalisation, l'organe élastique monostable de compensation peut être choisi comme un ressort-lame travaillant en flexion, un ressort-lame travaillant en flambement, ou encore un ressort en spirale.

[0016] Dans les différentes formes de réalisation présentée, l'organe élastique monostable de compensation peut être solidaire en une première extrémité d'un tenon formé sur la bascule d'armage et en une seconde extrémité d'un organe d'ancrage à un élément de bâti d'un dit mouvement horloger ou d'une pièce d'horlogerie.

[0017] De plus, les points d'ancrage de ladite lame élastique bistable sont également de préférence situés sur ledit organe d'ancrage à un élément de bâti d'un mouvement horloger ou d'une pièce d'horlogerie.

[0018] Dans une forme de réalisation particulière, l'organe élastique monostable de compensation est un ressort-lame venu de matière sous forme monolithique avec un cadre de fixation à un élément de bâti d'un mouvement horloger ou d'une pièce d'horlogerie.

[0019] De manière analogue, la lame élastique bistable est également de façon préférée venue de matière sous forme monolithique avec ledit cadre de fixation à

un élément de bâti d'un mouvement horloger ou d'une pièce d'horlogerie et l'organe élastique de compensation.

[0020] Préférentiellement, notamment pour ces formes de réalisation monolithique, de la lame élastique bistable et l'organe élastique monostable de compensation sont constitués de silicium. Plus particulièrement la lame élastique et l'organe élastique monostable de compensation, ainsi que le cadre de fixation duquel ils sont venus de matière le cas échéant peuvent être obtenus par des procédés de gravure profonde de silicium.

[0021] Le mécanisme d'échappement de l'invention comprend également avantageusement une bascule de verrouillage agencée en liaison cinématique avec la bascule de détente et configurée pour bloquer la bascule d'armage dans une première et une deuxième positions extrêmes hors des phases de détente de la lame élastique.

[0022] De préférence, la bascule de verrouillage comporte une barrette munie à une première extrémité d'une fourchette de liaison à ladite bascule de détente et deux bras de verrouillage s'étendant symétriquement l'un de l'autre depuis ladite barrette et muni chacun à son extrémité libre d'une palette de verrouillage agencée pour coopérer avec un organe de verrouillage complémentaire sur ladite bascule d'armage.

[0023] Selon une forme de réalisation préférée, ledit organe de verrouillage complémentaire sur ladite bascule d'armage comporte un ergot de verrouillage de forme et d'orientation adaptée pour crocheter une dite palette de verrouillage de la bascule de verrouillage.

[0024] Enfin, la fourchette de la bascule de verrouillage comporte deux cornes délimitant un espace entre-cornes dans lequel est insérée une cheville de déverrouillage solidaire de la bascule de détente.

Brève description des dessins

[0025] D'autres caractéristiques de la présente invention apparaîtront plus clairement à la lecture de la description qui va suivre, faite en référence aux dessins annexés, parmi lesquels :

- les figures 1 à 9 représentent une première variante de réalisation du mécanisme d'échappement selon l'invention, comportant deux mobiles d'échappement et un ressort-lame monostable de compensation travaillant en flambement,
- les figures 10 à 18 représentent une seconde variante de réalisation du mécanisme d'échappement selon l'invention, comportant un seul mobile d'échappement et un ressort-lame de compensation travaillant en flexion,
- les figures 19 à 22 représentent les pénétrations respectives de mobiles d'échappements avec les anneaux d'armage de la bascule d'armage du mécanisme

de l'invention dans les deux variantes de réalisation décrites.

Mode(s) de réalisation de l'invention

[0026] On a représenté sur la figure 1 un mécanisme d'échappement pour un mouvement horloger selon l'invention dans un premier mode de réalisation. Ce mécanisme d'échappement comporte une première et une seconde roues d'échappement 4, 5 mobiles chacune en rotation respectivement autour d'un premier axe D et d'un deuxième axe G. Les deux roues d'échappement 4, 5 engrènent un mobile du rouage de finissage d'un mouvement horloger (dont seuls la roue de cinquième 8 et le balancier 0 sont représentés sur les figures), en l'espèce une roue de cinquième 8 mobile en rotation autour d'un axe H, par l'intermédiaire d'un premier et d'un second pignons d'échappement 6, 7 solidaires respectivement de manière coaxiale des dites première et seconde roues d'échappement 4, 5.

[0027] Les roues d'échappement 4, 5 sont agencées pour transmettre une portion d'énergie mécanique d'une source motrice du mouvement horloger, typiquement un ou plusieurs ressorts de barillet(s), au régulateur du mouvement, formé d'un balancier 0 agencé mobile en rotation autour d'un axe K et portant, de manière classique en soit, un double plateau 1 muni sur son grand plateau d'une cheville de plateau 1a. Les roues d'échappement 4, 5 coopèrent pour ce faire avec une bascule d'armage 3 montée pivotante autour d'un axe F et d'un ressort-lame bistable L. Le ressort-lame bistable L est formé d'une lame élastique initialement droite dont les extrémités A, B ont été rapprochées de manière symétrique par rapport à un point médian pour contraindre ladite lame en flambage telle que cette dernière est apte à pivoter autour dudit point médian, formant le point d'inflexion du ressort-lame bistable L, ce point d'inflexion étant situé sur l'axe F de rotation de la bascule d'armage 3. Le ressort-lame bistable L comporte ainsi de part et d'autre de son point d'inflexion deux demi-lames 10a, 10b élastiques, présentant chacune dans un état de repos, dit état stable, une concavité opposée de l'autre demi-lame. Les extrémités A, B formant ancrages du ressort-lame bistable L sont avantageusement solidaires d'un cadre 10e apte à être fixé sur un bâti, par exemple une platine, du mouvement horloger, ledit cadre 10e procurant ainsi par construction la contrainte de flambage nécessaire sur le ressort-lame bistable L, donc sur les demi-lames 10a, 10c.

[0028] De préférence, le ressort-lame bistable L, les deux demi-lames 10a, 10c et le cadre 10e sont avantageusement formés en tant que pièce monolithique de silicium par des procédés de gravure profonde, ce qui permet d'obtenir des pièces de dimensionnement extrêmement précis conformes aux contraintes et performances calculées au préalable en fonction des dimensionnements des autres pièces de l'échappement mais également du mouvement horloger dans lequel ledit méca-

nisme d'échappement est mis en oeuvre.

[0029] Ledit ressort-lame bistable L est destiné de manière connue en soit à accumuler l'énergie mécanique de la source motrice du mouvement transmise par les roues d'échappement 4, 5 à la bascule d'armage 3 sous la forme d'un couple d'entraînement dextre M_d (Figure 2, 3), respectivement sénestre M_g (Figure 6, 7), de ladite bascule d'armage 3 autour de l'axe F, ladite bascule d'armage 3 étant solidaire du ressort-lame bistable L sensiblement aux points milieux de chaque demi-lames 10a, 10b située de part et d'autre du point d'inflexion du ressort-lame bistable L.

[0030] La liaison de la bascule d'armage 3 à chaque demi-lame 10a, 10b est avantageusement réalisée aux extrémités de deux bras de ladite bascule d'armage 3 par l'intermédiaire de deux tenons d'armage 3e, 3f insérés dans des oeillets 10e, 10f correspondant formés de matière au milieu de chaque demi-lame 10a, 10b. La bascule d'armage 3 présente avantageusement une symétrie selon un plan médian passant par les axes de rotation F, respectivement K de la bascule d'armage, respectivement de l'oscillateur, de telle sorte que les points de liaison des bras de liaison de la bascule d'armage 3 au ressort-lame bistable L sont équidistants de l'axe de rotation F de ladite bascule d'armage d'une distance R_e , et ainsi apte à appliquer au milieu de chaque demi-lame 10a, 10b une force d'armage F_e du ressort-lame bistable 10 procurant un couple d'armage M_e apte à faire passer chaque demi-lame 10a, 10b d'un état stable à un état métastable dit d'armage (représenté sur les figures 2, 3, 6, 7 par des lignes en traits continus forts de chaque demi-lame) dans lequel chaque demi-lame 10a, 10b est chargée d'une énergie élastique ensuite déchargée et transmise au balancier 0 par l'intermédiaire d'une bascule de détente 2.

[0031] La bascule de détente 2 est agencée solidaire du ressort-lame L en son point d'inflexion et donc mobile en rotation elle-aussi autour de l'axe F, commun à la bascule d'armage 3. Toutefois la bascule de détente 2 est indépendante en rotation de la bascule d'armage 3. La bascule de détente 2 présente (Figure 1B) de façon classique une fourchette de coopération avec le la cheville de plateau 1a du double plateau 1 de balancier 0, ladite fourchette comportant des cornes intérieures 2b, 2c et extérieures 10i, 10j ainsi qu'un dard central 2a destiné à prévenir tout renversement comme dans un échappement à ancre. La bascule de détente 2 ne pivote ainsi autour de l'axe F que sous l'action de la cheville de plateau 1a dans ses cornes de détentes 2b, 2c lors des alternances du balancier 2, transmettant ainsi à ce dernier l'énergie élastique accumulée dans l'état d'armage du ressort-lame bistable L.

[0032] Selon une forme de réalisation avantageuse, la bascule de détente 2 peut être formée de manière monolithique avec le ressort-lame bistable L, de telle sorte que l'axe de rotation F de la bascule de détente 2 soit confondu au point d'inflexion médian du ressort-lame bistable L. Avantageusement encore, les mouvements de

la bascule de détente 2 sont limités par des butées en la forme de goupilles ou d'étoqueaux I, J par exemple intégrés sous forme monolithique eux-aussi avec le cadre 10e et le ressort-lame L, le tout constituant une seule pièce 10 fixé sur la platine du mouvement horloger.

[0033] À une extrémité opposée à sa fourchette, ladite bascule de détente 2 comporte une cheville de déverrouillage 2d, insérée dans une fourchette de liaison d'une bascule de verrouillage 9 de la bascule d'armage 3. Cette bascule de verrouillage 9 est destinée à opérer le verrouillage de ladite bascule d'armage 3 dans les positions d'armage dextre (rotation horaire de ladite bascule d'armage 3) et sénestre (rotation antihoraire de ladite bascule d'armage 3) du ressort-lame bistable L, dans lesquelles chaque demi-lame 10a, 10b de ce dernier sont dans leur état métastable d'armage. La bascule de verrouillage 9 est montée mobile autour d'un axe de rotation H, dans l'exemple présenté commun à la roue de cinquième 8, mais qui pourrait être agencé autrement également. Elle comporte une barrette centrale 9e dont un extrémité libre, opposée à l'axe de rotation H, comporte une première et une deuxième cornes de déverrouillage 9a, 9b définissant la fourchette de liaison à la bascule de détente 2, entre lesquelles s'étend la cheville de déverrouillage 2d. À l'opposé des cornes de déverrouillage 9a, 9b s'étendent de manière symétrique par rapport à l'axe de rotation H et la barrette centrale 9e deux bras de verrouillage portant en leur extrémité libre une palette de verrouillage droite 9c et une palette de verrouillage gauche 9d respectivement, agencées pour coopérer avec des ergots de verrouillage 3c, 3d de la bascule d'armage 3, formés sur une queue de verrouillage 3k de ladite bascule de verrouillage 3, ladite queue de verrouillage étant visible en plus de détails sur les figures 4 et 5.

[0034] L'armage du ressort-lame bistable L résulte comme évoqué précédemment de la transmission du couple mécanique d'entraînement de la source motrice du mouvement horloger à la bascule d'armage 3. Cette transmission de couple s'effectue selon le mécanisme d'échappement de l'invention par engrènement des dents des roues d'échappement 4, 5 avec des ergots d'armage 3a, 3b formés sur un champ interne d'un premier et d'un second anneau d'armage 3i, 3j, équidistants de l'axe médian de la bascule d'armage 3 comme les bras de liaison au ressort-lame bistable L, lesdits anneaux d'armage 3i, 3j délimitant chacun une ouverture oblongue dans laquelle est logée une des roues d'échappement 4, 5.

[0035] Plus particulièrement la première roue d'échappement 4 s'étend dans l'ouverture oblongue délimitée par l'anneau d'armage 3i, et la seconde roue d'échappement 5 s'étend dans l'ouverture de l'anneau d'armage 3j. L'anneau d'armage 3i comporte un ergot d'armage 3a agencé sur un champ interne du bord extérieur de l'anneau 3i, c'est-à-dire le bord le plus éloigné de l'axe de rotation F de la bascule d'armage 3, et l'anneau d'armage 3j comporte un ergot d'armage 3b agencé sur un champ interne du bord intérieur de l'anneau 3j, c'est-à-

dire le bord le plus proche de l'axe de rotation F de la bascule d'armage 3. Cette configuration particulière des anneaux d'armage 3i, 3j et l'agencement des roues d'échappement 4, 5 dans les ouvertures de ceux-ci procure un découplage des fonctions d'armage dextre et d'armage senestre de la bascule d'armage 3 sur la roue d'échappement 4 dans l'anneau d'armage 3i pour l'armage dextre d'une part, et sur la roue d'échappement 5 dans l'anneau d'armage 3j pour l'armage senestre d'autre part, comme il sera décrit en détail par la suite.

[0036] Ainsi, la roue d'échappement 4 engrène ledit ergot d'armage 3a de l'anneau d'armage 3i lors de phases d'armage dextre du ressort-lame bistable L, la seconde roue d'échappement 5 étant alors dépourvue de contact avec l'ergot d'armage 3b de l'anneau d'armage 3j. Inversement, la roue d'échappement 5 engrène ledit ergot d'armage 3b de l'anneau d'armage 3j lors de phases d'armage senestre du ressort-lame bistable L, la première roue d'échappement 4 étant alors dépourvue de contact avec l'ergot d'armage 3a de l'anneau d'armage 3i.

[0037] Selon cette configuration, les distances R_d , R_g d'application des forces d'armage F_d , F_g appliquées par les dents des roues d'échappement 4, 5 sur les ergots d'armage 3a, 3b par rapport à l'axe F lors des phases d'armage dextre et senestre de la bascule d'armage 3, sont différents, et donc les couples d'armage dextre M_d et senestre M_g appliqués par chaque roue d'échappement 4, 5 sont nécessairement différents, le bras de levier R_g , et donc le couple d'armage M_g , senestre étant en pratique inférieur au bras de levier R_d et au couple d'armage dextre M_d alors que les forces appliquées F_d , F_g sont égales (le rapport d'engrènement des roues d'échappement 4,5 avec la roue de cinquième 8 étant de préférence égal), ce qui entraîne les mêmes inconvénients potentiels que ceux identifiés du mécanisme antérieur décrit dans WO 2018/002773.

[0038] Ces inconvénients sont toutefois supprimés dans le mécanisme de l'invention par la procuration d'un dispositif de compensation de cette différence des couples d'armage dextre M_d et senestre M_g , ce dispositif compensatoire consistant essentiellement en la procuration d'un organe élastique monostable 10c de compensation d'une variation du couple d'entraînement de la bascule d'armage 3 par les mobiles d'échappement 4, 5 selon les rotations d'armage dextre et senestre.

[0039] Dans la forme de réalisation représentée, l'organe élastique de compensation est avantageusement constitué d'un ressort-lame monostable 10c agencé pour exercer une force de rappel complémentaire à la force d'armage appliquée par la roue d'échappement 5 sur l'ergot 3b de la bascule d'armage 3 lors des phases d'armage senestre, ledit ressort-lame monostable 10c travaillant de préférence en flambage. On notera toutefois que l'on pourrait dans ce mode de réalisation également prévoir un ressort-lame de compensation 10c travaillant en flexion, ou bien encore un ressort en spirale agencé entre le bâti du mouvement par exemple et la bascule

d'armage 3.

[0040] Le ressort-lame de compensation 10c s'étend de préférence depuis un premier point d'ancrage C sur le cadre 10e et un second point d'ancrage sur la queue 3k de la bascule d'armage 3, formé par exemple dans la forme présentée par un oeillet 10g à l'extrémité du ressort-lame de compensation 10c s'ajustant avec jeu dans un tenon solidaire d'une queue 3k de la bascule d'armage 3, à la base des cornes de déverrouillage 9a, 9b de la fourchette de bascule de verrouillage 9. Avantageusement, le ressort-lame de compensation 10c peut lui aussi être obtenu sous forme monolithique avec le cadre 10e et son ressort-lame bistable L, qui comporte deux demi-lames 10a, 10b reliées entre-elles par une partie 10d de la bascule de détente. Ce ensemble monolithique peut notamment être réalisé en silicium, par des procédés de gravure profonde, bien connus dans le domaine de l'horlogerie et des microtechniques de manière générale.

[0041] Le fonctionnement du mécanisme d'échappement de l'invention et ses conditions de fonctionnement vont maintenant être présentés en détails en référence aux figures 2 à 9, qui montrent un cycle de fonctionnement complet sur deux alternances du balancier 0 du mouvement horloger associé, chaque alternance du balancier 0 comprenant au niveau de l'échappement une phase d'armage et de verrouillage durant l'arc supplémentaire du balancier, auxquelles succèdent une phase de déverrouillage, et une phase de détente durant l'angle de levée.

[0042] Les figures 2 à 5 représentent une première alternance du balancier 0 avec un armage et un verrouillage durant l'arc supplémentaire du balancier 0 puis un déverrouillage et une détente dextre opérant durant son angle de levée, les bascule d'armage 3 et de détente 2 tournant successivement selon un sens de rotation dextre, c'est-à-dire avec une rotation en sens.

[0043] La phase d'armage dextre (Figure 2) est initiée lorsqu'une dent de la roue d'échappement 4, entraînée par la roue de cinquième 8 suivant un mouvement horaire, engrène l'ergot d'armage 3a de l'anneau d'armage 3i, appliquant ainsi au point d'engrènement une force F_d avec un bras de levier R_d par rapport à l'axe F de rotation de la bascule d'armage 3, procurant un couple d'armage dextre M_d . Ce couple d'armage dextre M_d fait pivoter la bascule d'armage 3 autour de son axe F dans le sens horaire, ce qui impose ce qui impose aux deux demi-lames 10a, 10b de quitter un état stable pour un état métastable et donc de provoquer, par contre réaction de la lame élastique bistable L, des forces F_e agissant sur la bascule d'armage 3 par l'entremise des oeillets 10e, 10f agissant sur les tenons 3e, 3f (représenté par les lignes en traits forts), sans que la bascule de détente 2 ne bouge. Concomitamment, la rotation dextre de la bascule d'armage 3 contraint également le ressort-lame de compensation 10c qui subit également un flambage. Le ressort-lame monostable de compensation 10c applique ainsi à la bascule d'armage 3 une force de réaction F_c par son oeillet 3g sur le tenon 3g de la bascule d'armage 3

[0044] À la fin de la rotation d'armage dextre de la bascule d'armage (figure 3) l'ergot de verrouillage 3d de la queue 3k de la bascule d'armage 3 engage la palette de verrouillage 9d de la bascule de verrouillage 9 et crochète avec elle, opérant le verrouillage dextre de la bascule d'armage 3, et bloquant alors le ressort-lame bistable L dans un état métastable, le ressort de compensation monostable 10c étant quant à lui dans un état proche de son état d'armage maximal. Durant toute la phase d'armage dextre et de verrouillage dextre, la bascule de détente 2 est sensiblement immobile, en appui stable par la corne extérieure droite 10j contre l'étoqueau J, le balancier 0 finissant de parcourir son arc supplémentaire dextre ascendant ou débute son arc supplémentaire sénestre descendant. À la fin de la phase de verrouillage le balancier 0 entame son retour vers le point mort et sa seconde alternance en rotation antihoraire sur son axe, c'est-à-dire son arc supplémentaire sénestre descendant.

[0045] La phase de déverrouillage dextre débute lorsque la cheville de plateau 1a entre en contact avec la corne intérieure gauche 2b de la bascule de détente 2 et s'achève lorsque cette cheville est sensiblement sur la ligne des centres. Ce déverrouillage, analogue au dégagement de l'ancre dans un échappement à ancre suisse, induit une inflexion du ressort lame bistable L autour de son point d'inflexion I qui quitte son état métastable pour atteindre son état instable proprement dit, cela grâce à la rotation dextre de la bascule de détente 2 autour de son axe F. Une fois l'état instable du ressort-lame L outrepassé, la rotation de la bascule de détente 2 subit la détente du ressort-lame bistable L qui transmet l'énergie élastique accumulée dans son état instable d'armage au balancier 0 et passe alors dans un second état de repos stable, dans lequel la concavité des demi-lames 10a, 10b est inversée par rapport à celle de début d'armage, représenté à la figure 1 ou 2. En revanche, le ressort-lame de compensation 10c reste lui en état armé et de fait même plus contraint du fait de la rotation complémentaire de la bascule d'armage 3 dans le sens horaire consécutivement à la détente du ressort-lame bistable L, jusqu'à ce que la bascule de détente 2 vienne en butée sur la corne extérieure gauche 10i contre l'étoqueau I, la cheville de plateau 1a quittant alors la fourchette de détente et entamant son arc supplémentaire sur la seconde alternance de balancier 0 (figures 6 et 7). À cet instant, la palette 9d de la bascule de verrouillage 9 décrochète d'avec le crochet 3d, libérant ainsi la bascule d'armage 3, qui se trouve libre de poursuivre un petit angle de déverrouillage dextre suffisant à ce son ergot d'armage 3a libère la dent du mobile d'armage 4 jusqu'à alors en prise. Les deux roue d'armage, engrenant toute deux avec par leur pignon d'armage 6, 7 à la roue de cinquième 8 tournent de concert jusqu'à ce qu'une dent de la roue d'armage 5 rencontre l'ergot d'armage 3b de la bascule d'armage 3, initiant alors la phase d'armage sénestre du ressort-lame bistable 10 (figure 6).

[0046] L'engrènement de la dent de la roue d'échap-

pement 5, elle aussi entraînée par la roue de cinquième 8 suivant un mouvement horaire, avec l'ergot d'armage 3b de l'anneau d'armage 3j, applique cette fois ainsi au point d'engrènement une force F_g avec un bras de levier R_g par rapport à l'axe F de rotation de la bascule d'armage 3, procurant un couple d'armage sénestre M_g . Ce couple d'armage sénestre M_g est nécessairement inférieur au couple d'armage dextre M_d dans la mesure où le bras de levier R_g est inférieur au bras de levier R_d d'application de la force F_d sur l'ergot 3a. En pratique, du fait de cette différence structurelle inhérente, le couple d'armage sénestre M_g est insuffisant pour faire pivoter la bascule d'armage 3 autour de son axe F dans le sens antihoraire et amener les demi-lames 10a, 10b à leur état d'armage métastable (représenté par les lignes trait continu fort). Cependant, le ressort-lame de compensation 10c vient alors compenser le manque de couple d'armage sénestre M_g de la roue d'échappement 5 par la libération progressive de l'énergie élastique accumulée lors des phases d'armage et de détente dextre, qui induit une poussée F_c sur la queue 3k de la bascule d'armage 3, et donc un couple de compensation M_c qui, additionné au couple d'armage M_g , soit apte à vaincre le couple de contre-réaction $2 \times F_e \times R_e$ nécessaire pour produire l'armage du ressort-lame bistable L.

[0047] À la fin de la rotation d'armage sénestre de la bascule d'armage (figure 7) l'ergot de verrouillage 3c de la queue 3k de la bascule d'armage 3 engage la palette de verrouillage 9c de la bascule de verrouillage 9 et crochète avec elle, opérant le verrouillage sénestre de la bascule d'armage 3, et bloquant alors le ressort-lame bistable L dans un état métastable. Durant toute la phase d'armage sénestre et de verrouillage sénestre, la bascule de détente 2 est sensiblement immobile, en appui stable par sa corne extérieure gauche 10i contre l'étoqueau I, le balancier 0 parcourant tout son arc supplémentaire sénestre ascendant et éventuellement une partie de son arc supplémentaire dextre descendant. À la fin de la phase de verrouillage le balancier 0 fini son arc supplémentaire dextre descendant vers l'ange de levée suivant, lui-même constitué d'un déverrouillage et d'une détente sénestre. Le ressort-lame de compensation 10c est lui pratiquement déchargé, proche du repos (figure 8)

[0048] La phase de déverrouillage sénestre débute lorsque la cheville de plateau 1a entre en contact avec la corne intérieure droite 2c de la bascule de détente 2 et s'achève lorsque cette cheville est sensiblement sur la ligne des centres. Ce déverrouillage, analogue au dégagement de l'ancre dans un échappement à ancre suisse, induit une inflexion du ressort lame L autour de son point d'inflexion I qui quitte son état métastable pour atteindre son état instable proprement dit, cela grâce à la rotation sénestre de la bascule de détente 2 autour de son axe F. (figures 8 et 9). À cet instant, la palette 9c de la bascule de verrouillage 9 décrochète d'avec l'ergot de verrouillage 3c, libérant ainsi la bascule d'armage 3. La rotation de la bascule de détente 2 provoque la détente du ressort lame bistable 10 qui transmet l'énergie élas-

tique accumulée dans son état métastable d'armage au balancier 0 et passe alors dans son premier état de repos stable, représenté à la figure 1. Le ressort-lame de compensation 10c est alors lui aussi dans un état désarmé, et quasiment non contraint, ne possède plus qu'un faible état d'énergie de déformation élastique. À la fin de la détente, le ressort-lame bistable L est de nouveau dans un état de stable, près pour un nouvel armage dextre et ainsi de suite.

[0049] Le mécanisme d'échappement de l'invention peut également se décliner sous un second mode de réalisation comportant une unique roue d'échappement 4, à l'instar de la proposition faite dans WO 2018/002773. Ce second mode de réalisation est représenté dans une forme préférée de réalisation aux figures 10 à 18.

[0050] En référence aux figures 10a à 10c, le mécanisme d'échappement présente une structure totalement analogue à celle du mode de réalisation des figures 1 à 9, à l'exception de :

- la procuration d'un unique mobile d'échappement 4 muni d'un nombre impair de dents périphériques et agencé pour engrener avec des ergots d'armage 3a, 3b formés sur un champ interne d'un unique anneau d'armage 3i de la bascule d'armage 3, selon une homothétie de rapport $k=-1$ par rapport au centre dudit anneau d'armage 3i ;
- la procuration d'un ressort-lame monostable de compensation 10c travaillant en flexion entre un tenon 3g inséré dans la bascule d'armage 3 grâce à un oeillet 10g fabriqué préférentiellement dans le ressort-lame monostable 10c même, l'extrémité opposée du ressort lame monostable 10c étant solidaire en un point d'encastrement C d'un cadre de soutien 10h, lui-même pouvant supporter en des points d'encastrements A, B les demi-lames élastique 10a, 10b.

[0051] On notera toutefois que l'on pourrait dans ce mode de réalisation également prévoir un ressort-lame de compensation 10c travaillant en flambage comme dans le premier mode de réalisation, ou bien encore un ressort en spirale agencé entre le bâti du mouvement par exemple et la bascule d'armage 3.

[0052] Le reste du mécanisme d'échappement et son fonctionnement sont de fait rigoureusement analogues, comme décrit ci-après en référence aux figures 11 à 18.

[0053] La phase d'armage dextre (figure 11) est initiée lorsqu'une dent de la roue d'échappement 4, solidaire de son pignon 6, lui-même engrenant avec la roue de cinquième 8 selon une rotation dextre, engrène l'ergot d'armage 3a situé sur le bras supérieur (en référence à la figure) de l'anneau d'armage 3i, appliquant ainsi au point d'engrènement une force F_d avec un bras de levier R_d par rapport à l'axe F de rotation de la bascule d'armage 3, procurant un couple d'armage dextre M_d . Ce couple d'armage dextre M_d fait pivoter la bascule d'ar-

mage 3 autour de son axe F dans le sens horaire, ce qui permet de vaincre le couple de forces $2 \times F_e \times R_e$ provenant de la contre-réaction produite par le ressort élastique bistable L par ses deux oeillets 10e, 10f pratiqués en ses deux demi-lames 10a, 10b agissant sur les tenon 3e, 3f de la bascule d'armage 3, sans que la bascule de détente 2 ne bouge. Concomitamment, la rotation dextre de la bascule d'armage 3 contraint également le ressort-lame de compensation 10c qui dans, ce cas subit, une flexion simple. Le ressort-lame de compensation 10c applique ainsi sur la bascule d'armage une force de réaction F_c par son tenon 3g avec un bras de levier R_c , induisant un couple opposé au couple d'armage dextre M_d .

[0054] À la fin de la rotation d'armage dextre de la bascule d'armage (figure 12) l'ergot de verrouillage 3d de la bascule d'armage 3, situé sur le champ externe droit de l'anneau d'armage 3i, engage la palette de verrouillage 9d de la bascule de verrouillage 9 et crochète avec elle, opérant le verrouillage dextre de la bascule d'armage 3, et bloquant alors le ressort-lame bistable 10 dans un état métastable et le ressort-lame de compensation 10c en flexion. Durant toute la phase d'armage dextre et de verrouillage dextre, la bascule de détente 2 est sensiblement immobile, en appui stable par sa corne extérieure droite 10j contre l'étoqueau J, le balancier 0 finissant de parcourir son arc supplémentaire ascendant dextre ou débutant son arc supplémentaire descendant sénestre.

[0055] La roue d'échappement 4 désengrène ensuite de l'ergot d'armage 3a lorsqu'une dent de la roue d'échappement 4 engrène à son tour l'ergot 3b de l'anneau d'armage 3i, ce qui correspond sensiblement au moment du déverrouillage (figure 13) effectif soit après le moment ou la cheville de plateau 1a entre en contact avec la corne droite 2b de la bascule de détente 2 mais sensiblement avant le moment ou la cheville de plateau 1a se trouve sur la ligne des centre, initiant la phase de détente dextre (figure 13 et 14). À cet instant, la palette 9c de la bascule de verrouillage 9 décrochète d'avec l'ergot de verrouillage 3c, libérant ainsi la bascule d'armage 3 pour la phase d'armage sénestre du ressort-lame bistable 10 (figure 15). La cheville de plateau 1a vient percuter la corne gauche 2b de la fourchette de bascule de détente 2, induisant l'inflexion du ressort-lame bistable 10 autour de son point d'inflexion sur l'axe F simultanément à la rotation de la bascule de détente 2. Dans un premier temps correspondant à la phase de déverrouillage, la rotation de la bascule de détente 2 est motrice vis-à-vis du ressort-lame bistable L et lui permet de quitter son état métastable (proche de son état instable) pour atteindre l'état instable proprement dit. Dans un second temps correspondant à la phase de détente, une fois outrepassé cet état instable, le ressort-lame bistable L devient moteur vis-à-vis de la bascule de détente 2 et lui transmet son énergie accumulée au balancier 0 et passe alors dans un second état de repos stable, dans lequel la concavité des demi-lames 10a, 10b est inversée par rapport à celle de début d'armage, représenté à la figure 10 ou 11. En revanche, le ressort-lame de compensation

10c reste lui en contrainte de flexion maximale, la rotation complémentaire dextre de la bascule d'armage 3 dans le sens horaire étant alors maximale, la bascule de détente 2 en butée sur sa corne extérieure gauche 10i contre l'étoqueau I. La cheville de plateau 1a quitte alors la fourchette de la bascule de détente 2 et entame son arc supplémentaire ascendant sénestre sur la seconde alternance de balancier 0 (figures 15 et 16).

[0056] Durant la phase d'armage sénestre, alors que la bascule de détente 2 s'appuie contre l'étoqueau gauche I, une dent de la roue d'échappement 4 engrène avec l'ergot d'armage 3b de l'anneau d'armage 3j, applique cette fois ainsi au point d'engrènement une force F_g avec un bras de levier R_g par rapport à l'axe F de rotation de la bascule d'armage 3, procurant un couple d'armage sénestre M_g . Ce couple d'armage sénestre M_g est nécessairement inférieur au couple d'armage dextre M_d dans la mesure où le bras de levier R_g est inférieur au bras de levier R_d d'application de la force F_d sur l'ergot 3a. Le ressort-lame de compensation 10c vient alors compenser le manque de couple d'armage sénestre M_g de la roue d'échappement 4 par la libération progressive de l'énergie élastique accumulée lors des phases d'armage et de déverrouillage dextre, qui induit une poussée F_c sur la bascule d'armage 3, et donc un couple de compensation M_c qui additionné au couple d'armage sénestre M_g soit apte à vaincre le couple de contre-réaction $2 \times F_e \times R_e$ nécessaire pour produire l'armage du ressort-lame bistable L.

[0057] À la fin de l'armage sénestre de la bascule d'armage (figure 16) l'ergot de verrouillage 3c de la bascule d'armage 3, situé sur le champ externe gauche de l'anneau d'armage 3i engage la palette de verrouillage 9c de la bascule de verrouillage 9 et crochète avec elle, opérant le verrouillage sénestre de la bascule d'armage 3, et bloquant alors le ressort-lame bistable L dans un état métastable. Durant toute la phase d'armage sénestre et de verrouillage sénestre, la bascule de détente 2 est sensiblement immobile, en appui stable par sa corne extérieure droite 10j contre l'étoqueau J, le balancier 0 finissant de parcourir son arc supplémentaire sénestre ascendant ou débutant son arc supplémentaire dextre descendant à la fin de la phase de verrouillage, le balancier 0 entame son retour vers le point mort soit son arc supplémentaire dextre descendant. Le ressort-lame de compensation 10c est dans un état d'armage inférieur à celui qui avait cours lorsque la bascule d'armage 3 était dans la position de verrouillage dextre (figure 13).

[0058] La phase de déverrouillage sénestre débute lorsque la cheville de plateau 1a entre en contact avec la corne intérieure droite 2c de la bascule de détente 2 et s'achève lorsque cette cheville est sensiblement sur la ligne des centres. Ce déverrouillage, analogue au dégagement de l'ancre dans un échappement à ancre suisse, induit une inflexion du ressort lame L autour de son point d'inflexion I qui quitte son état métastable pour atteindre son état instable proprement dit, cela grâce à la rotation sénestre de la bascule de détente 2 autour de

son axe F. (figures 17 et 18). À cette instant, la palette 9c de la bascule de verrouillage 9 décrochète d'avec l'ergot de verrouillage 3c, libérant ainsi la bascule d'armage 3. La phase de détente débute lorsque la bascule de détente 2 devient motrice et donc lorsque sa corne gauche 2b vient percuter la cheville de plateau 1a. Pour ce faire, une fois l'état instable du ressort-lame L outrepassé, la rotation de la bascule de détente 2 subit la détente du ressort-lame bistable L qui lui transmet l'énergie élastique accumulée alors qu'il se trouvait dans son état d'armage instable au balancier et passe alors dans son état d'armage stable, représenté à la figure 17 ou 18. Le ressort-lame de compensation 10c est alors lui aussi dans un état faiblement armé et donc faiblement contraint et ne possède plus qu'un faible état d'énergie de déformation élastique. À la fin de la détente, le ressort-lame bistable L est de nouveau dans un état de repos, prêt pour un nouvel armage dextre et ainsi de suite.

[0059] Comme on comprend de la description qui précède, le mécanisme de l'invention permet ainsi quel que soit le mode de réalisation considéré, de palier les variations de couple d'armage appliqué à la bascule d'armage 3 par une ou plusieurs roues d'échappements coopérant en engrènement avec ladite bascule d'armage selon le sens de rotation, variations inhérentes à un tel mode d'entraînement de la bascule d'armage. Le ressort-lame monostable de compensation 10c, qu'il soit agencé pour travailler en flambage ou en flexion, ou encore qu'il soit en spirale, permet avec un dimensionnement approprié selon des principes de calculs connus de l'Homme du métier, d'adapter la force de rappel dudit ressort-lame monostable de compensation en fonction des dimensionnements des autres éléments du mécanisme d'échappement et des caractéristiques de la lame élastique bistable L, ce qui permet de garantir le basculement alterné de la bascule d'armage 3 de manière parfaitement équilibrée, sans perte d'énergie inutile ni risque de blocage, avec un rendement accru par rapport aux mécanismes d'échappement analogues.

[0060] La compensation effective des différences de couples d'armage dextre et sénestre du ressort-lame bistable 10 implique de pouvoir concevoir et produire l'organe élastique de compensation, c'est-à-dire le ressort-lame de compensation 10c, de manière idoine pour que celui-ci ne produise que la force F_c requise pour compenser exactement la variation des couples d'armage dextre $M_d = F_d \times R_d$ et sénestre $M_g = F_g \times R_g$ imputable à la différence de bras de levier $R_d > R_g$ lorsque l'armage des demi-lames 10a, 10b du ressort-lame bistable L requiert le couple d'armage maximum $M_e = F_e \times R_e$ au niveau de la bascule d'armage 3. Les inventeurs ont ainsi déterminés que cette force de compensation F_c pouvait être déterminée selon la relation suivante :

$$F_c = 2 \cdot F_e \cdot \frac{R_e}{R_c} \cdot \frac{R_g - R_g}{R_g + R_d}$$

Où :

- F_e est la force appliquée par la bascule d'armage sensiblement aux milieux des demi-lames 10a 10b ;
- R_e est le bras de levier de la force F_e par rapport à l'axe F de rotation de la bascule d'armage ;
- R_c est le bras de levier de la force F_c par rapport à l'axe F de rotation de la bascule d'armage
- R_g est le bras de levier de la force F_g d'armage sénestre par rapport à l'axe F de rotation de la bascule d'armage
- R_d est le bras de levier de la force F_d d'armage dextre par rapport à l'axe F de rotation de la bascule d'armage.

[0061] En faisant le changement de variables permettant d'exprimer les couples d'armage maximum ($M_e = 2 \times F_e \times R_e$) et de correction ($M_c = F_c \times M_c$) plutôt que les forces y relative F_e et F_c , on peut exprimer le couple de correction selon la relation simplifiée suivante :

$$M_c = M_e \cdot \frac{R_g - R_d}{R_g + R_d}$$

[0062] En d'autres termes, il est ainsi possible de concevoir et réaliser le ressort-lame de compensation 10c connaissant les caractéristiques mécaniques du ressort-lame bistable L, déterminant le moment d'armage maximal nécessaire au passage des demi-lames 10a, 10b d'un état stable de repos à leur état métastable d'armage, ainsi que les bras de levier d'armage dextre et sénestre déterminés par la distance d'application de la force d'armage de la ou des roues d'échappement 4, 5 par rapport à l'axe F de rotation de la bascule d'armage 3.

[0063] D'autres paramètres sont également à prendre en compte afin de garantir une construction optimale du mécanisme d'échappement de l'invention. Ces paramètres sont notamment les angles de levée (α_d, α_g) dextre et sénestre de la (les) roue(s) d'échappement 4, 5, les angles de levée ($\varepsilon_d, \varepsilon_g$) dextre et sénestre de la bascule d'armage 3, ou encore les pénétrations dextre et sénestre (P_d, P_g) entre la (les) roue(s) d'échappement 4, 5 et la bascule d'armage 3. Ces différents paramètres sont notamment représentés sur les figures 19 à 22. Il apparaît cependant qu'il est difficile, voire impossible de concilier par une même construction les conditions de fonctionnement optimales théoriques sur chacun de ces paramètres. En effet, si l'on considère les angles de levée (α_d, α_g) dextre et sénestre de la (les) roue(s) d'échappement 4, 5, il est préférable d'avoir ceux-ci équivalents ($\alpha_d = \alpha_g$). Cependant, cette condition impose alors une pénétration dextre plus faible que la pénétration sénestre ($P_d < P_g$) et l'angle de levée dextre de la bascule d'armage 3 sera plus faible que son angle de levée sénestre ($\varepsilon_d < \varepsilon_g$).

[0064] De façon analogue, si l'on souhaite des angles de levées de la bascule d'armage équivalents ($\varepsilon_d = \varepsilon_g$),

alors la pénétration dextre sera plus forte que la pénétration sénestre ($P_d > P_g$) et l'angle de levée dextre de la roue d'échappement sera plus faible que son angle de levée sénestre (α_d, α_g).

[0065] Enfin si l'on souhaite obtenir des pénétrations égales ($P_d = P_g$) entre la (les) roue(s) d'échappement 4, 5 et la bascule d'armage 3 alors l'angle de levée dextre de la roue d'échappement sera plus fort que son angle de levée sénestre (α_d, α_g) et l'angle de levée dextre de la bascule d'armage sera plus faible que son angle de levée sénestre ($\varepsilon_d < \varepsilon_g$).

[0066] Ainsi, aucun des optimums individuels de construction sus-évoqué ne permet d'atteindre les optimums des autres paramètres simultanément. Cependant, les inventeurs ont pu déterminer que dans toutes les conditions optimales considérées pour chaque paramètre de construction ci-dessus, les défauts répertoriés sur les autres paramètres auront d'autant moins d'importance que le rapport entre le rayon R_a de la (les) roue(s) d'échappement 4, 5 et l'entraxe R_b entre cette (ces) roue(s) d'échappement 4, 5 et la bascule d'armage 3 sera petit. Pour minimiser ces défauts, il faut donc, dans tous les cas, minimiser le rapport R_a/R_b , ce dernier devant en pratique idéalement être inférieur à 1/3.

[0067] La présente invention a été décrite ci-dessus en référence à deux modes de réalisation particuliers préférés permettant de démontrer la pertinence de la mise en oeuvre d'un organe élastique monostable compensateur de couple d'armage d'un ressort-lame bistable dans le cadre d'un échappement à ressort bistable avec ou plusieurs mobiles d'échappement coopérant à la manière d'un engrenage avec une bascule d'armage du ressort bistable. Il va cependant de soi que des modifications pourraient être apportées à ces modes de réalisation sans sortir du cadre des revendications. La bascule d'armage 3 pourrait prendre d'autres formes que celle présentée, tout comme le ressort monostable de compensation pourrait lui aussi être agencé différemment de la forme présentée, pour autant que son action de rappel sur la bascule d'armage 3 soit conforme aux principes présentés dans la présente invention telle que définie par les revendications annexées.

[0068] Le verrouillage de la bascule d'armage 3 pourrait lui aussi être réalisé différemment.

Revendications

1. Mécanisme d'échappement horloger, comportant :

- Une lame élastique bistable (L) travaillant en flambage autour d'un point d'inflexion médian entre deux points d'ancrage (A, B) de ladite lame élastique bistable,
- une bascule d'armage (3) de ladite lame élastique bistable (L), mobile en rotation et liée cinématiquement selon une direction sensiblement perpendiculaire à ladite lame élastique bis-

table en deux points équidistants du point d'inflexion médian et

- au moins un mobile d'échappement (4, 5) solidaire d'au moins un pignon (6, 7) apte à engrener avec un mobile (8) du rouage de finissage d'un mouvement horloger, et agencé pour transmettre séquentiellement un couple d'entraînement à la bascule d'armage (3) de manière à faire pivoter ladite bascule d'armage alternativement dans un sens de rotation horaire et un sens de rotation antihoraire pour faire passer ladite lame élastique bistable (L) d'un état stable de repos à un état métastable d'armage, et

- une bascule de détente (2) solidaire de la lame élastique bistable (L) en son point d'inflexion médian (I) et agencée pour coopérer avec un organe régulateur (0) oscillant d'un dit mouvement horloger à chaque alternance de celui-ci de manière à lui transmettre une impulsion consécutivement à une détente de la lame élastique bistable (L) correspondant au passage d'un dit état d'armage à un dit état de repos symétrique à l'état stable de repos précédent,

caractérisé en ce qu'il comporte un organe élastique monostable (10c) de compensation d'une variation du couple d'entraînement de la bascule d'armage (3) par le(s) mobile(s) d'échappement (4, 5) en fonction dudit sens de rotation de ladite bascule d'armage (3).

2. Mécanisme d'échappement selon la revendication 1, **caractérisé en ce que** l'organe élastique monostable de compensation (10c) est accouplé à la bascule d'armage (3) et agencé pour exercer sur cette dernière un couple de rappel dans un seul sens de rotation.
3. Mécanisme d'échappement selon l'une des revendications 1 ou 2, **caractérisé en ce qu'il** comporte un unique mobile d'échappement (4) muni d'un nombre impair de dents périphériques et agencé pour engrener avec des ergots d'armage (3a, 3b) formés sur un champ interne d'un anneau d'armage (3i) de la bascule d'armage (3) selon une homothétie de rapport $k=-1$ par rapport au centre dudit anneau d'armage.
4. Mécanisme d'échappement selon l'une des revendications 1 ou 2, **caractérisé en ce qu'il** comporte deux mobiles d'échappement (4, 5) identiques munis chacun de dents périphériques et solidaire(s) de pignon(s) (6, 7) aptes à engrener avec un mobile (8) du rouage de finissage d'un mouvement horloger pour pivoter simultanément dans un même sens autour d'axes de rotation distincts et engrener chacun avec un ergot d'armage (4a, 4b) formé sur un champ interne d'un premier et d'un second anneaux

d'armage (3i, 3j) formés symétriquement sur la bascule d'armage (3), l'indexation de ces mobiles d'échappement (4, 5) étant telle que lorsque l'un des ergots d'armage (4a, 4b) engrène avec l'un des mobiles d'échappement (4, 5), l'autre ergots d'armage (4a, 4b) se trouve entre deux dents de l'autre mobiles d'échappement (4, 5).

5. Mécanisme d'échappement selon les revendications 4 ou 5, **caractérisé en ce que** le(s) mobile(s) d'échappement (4, 5) et la bascule d'armage (3) sont dimensionnés et agencés de telle sorte que le rapport du rayon (R_a) du (des) mobile(s) d'échappement à l'entraxe (R_b) entre le(s)dit(s) mobile(s) d'échappement et la bascule d'armage (3) est (sont) tel(s) que :

$$\frac{R_a}{R_b} < 1/3.$$

6. Mécanisme d'échappement selon l'une des revendications 1 à 4, **caractérisé en ce que** l'organe élastique monostable de compensation (10c) est un ressort-lame travaillant en flexion.
7. Mécanisme d'échappement selon l'une des revendications 1 à 4, **caractérisé en ce que** l'organe élastique monostable de compensation (10c) est un ressort-lame travaillant en flambement.
8. Mécanisme d'échappement l'une des revendications 1 à 4, **caractérisé en ce que** l'organe élastique monostable de compensation (10c) est un ressort en spirale.
9. Mécanisme d'échappement selon l'une des revendications 1 à 8, **caractérisé en ce que** l'organe élastique de compensation (10c) est un ressort-lame solidaire en une première extrémité (10g) d'un tenon (3g) formé sur la bascule d'armage (3) et en une seconde extrémité (C) d'un organe d'ancrage à un élément de bâti d'un dit mouvement horloger ou d'une pièce d'horlogerie.
10. Mécanisme d'échappement selon la revendication 9, **caractérisé en ce que** les points d'ancrage (A, B) de ladite lame élastique bistable (L) sont situés sur ledit organe d'ancrage à un élément de bâti du mouvement horloger ou d'une pièce d'horlogerie.
11. Mécanisme d'échappement selon l'une des revendications 1 à 10, **caractérisé en ce que** l'organe élastique monostable de compensation (10c) est un ressort-lame venu de matière sous forme monolithique avec un cadre de fixation (10h) à un élément de bâti du mouvement horloger ou d'une pièce d'horlogerie.

12. Mécanisme d'échappement selon la revendication 11, **caractérisé en ce que** la lame élastique bistable (L) est venue de matière sous forme monolithique avec ledit cadre de fixation (10h) à un élément de bâti du mouvement horloger ou d'une pièce d'horlogerie et l'organe élastique de compensation. 5
13. Mécanisme d'échappement selon l'une des revendications 1 à 12, **caractérisé en ce que** la lame élastique bistable (L) et l'organe élastique monostable de compensation (10c) sont constitués de silicium. 10
14. Mécanisme d'échappement selon l'une des revendications 1 à 13, **caractérisé en ce qu'il** comprend une bascule de verrouillage (9) agencée en liaison cinématique avec la bascule de détente (2) et configurée pour bloquer la bascule d'armage (3) dans une première et une deuxième position extrêmes hors des phases de détente de la lame élastique (L). 15
15. Mécanisme d'échappement selon la revendication 14, **caractérisé en ce que** la bascule de verrouillage (9) comporte une barrette munie à une première extrémité d'une fourchette de liaison à ladite bascule de détente (2) et deux bras de verrouillage s'étendant symétriquement l'un de l'autre depuis ladite barrette et muni chacun à son extrémité libre d'une palette de verrouillage (9c, 9d) agencée pour coopérer avec un organe de verrouillage complémentaire (3c, 3d) sur ladite bascule d'armage (3). 20 25 30
16. Mécanisme d'échappement selon la revendication 15, **caractérisé en ce que** ledit organe de verrouillage complémentaire sur ladite bascule d'armage comporte un ergot de verrouillage (3c, 3d) de forme et d'orientation adaptée pour crocheter une dite palette de verrouillage (9c, 9d) de la bascule de verrouillage. 35
17. Mécanisme d'échappement selon la revendication 15 ou 16, **caractérisé en ce que** la fourchette de la bascule de verrouillage (9) comporte deux cornes de déverrouillage (9a, 9b) délimitant un espace entre-cornes dans lequel est insérée une cheville (2d) de déverrouillage solidaire de la bascule de détente (2). 40 45

Patentansprüche

1. Uhren-Hemmungsmechanismus, umfassend:

- Eine bistabile elastische Klinge (L), die durch Knickung um einen mittleren Wendepunkt zwischen zwei Ankerpunkten (A, B) der besagten bistabilen elastischen Klinge arbeitet,
- eine Spannwinde (3) der besagten bistabilen elastischen Klinge (L), die drehbeweglich ist und

entlang einer im Wesentlichen senkrechten Richtung mit der besagten bistabilen elastischen Klinge an zwei zum mittleren Wendepunkt abstandsgleichen Punkten kinematisch verbunden ist, und

- mindestens ein Hemmungsdrehteil (4, 5), das mit mindestens einem Ritzel (6, 7) fest verbunden ist, das geeignet ist, um in ein Drehteil (8) des Finissage-Räderwerks eines Uhrwerks einzugreifen, und so angeordnet, um nacheinander ein Antriebsmoment auf die Spannwinde (3) zu übertragen, sodass die besagte Spannwinde alternierend im Uhrzeigersinn und entgegen dem Uhrzeigersinn gedreht wird, um die besagte bistabile elastische Klinge (L) aus einem stabilen Ruhezustand in einen metastabilen Spannungszustand zu versetzen, und

- eine Auslösewinde (2), die mit der bistabilen elastischen Klinge (L) an ihrem mittleren Wendepunkt (I) fest verbunden und so angeordnet ist, um mit einem schwingenden Reglerorgan (0) eines besagten Uhrwerks bei jeder Halbschwingung von diesem zusammenzuwirken, zur Übertragung eines Impulses auf dieses infolge eines Auslösens der bistabilen elastischen Klinge (L), das dem Versetzen aus einem besagten Spannungszustand in einen besagten Ruhezustand entspricht, der symmetrisch zum vorstehenden stabilen Ruhezustand ist,

dadurch gekennzeichnet, dass er ein monostabiles elastisches Organ (10c) zur Kompensation einer Änderung des Antriebsmoments der Spannwinde (3) durch das (die) Hemmungsdrehteil(e) (4, 5) in Abhängigkeit von besagter Drehrichtung der besagten Spannwinde (3) umfasst.

2. Hemmungsmechanismus nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** das monostabile elastische Organ zur Kompensation (10c) mit der Spannwinde (3) gekoppelt und so angeordnet ist, um auf diese letztere ein Rückstellmoment in nur eine Drehrichtung auszuüben.

3. Hemmungsmechanismus nach einem der Ansprüche 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** er ein einziges Hemmungsdrehteil (4) umfasst, das mit einer ungeraden Anzahl von Umfangsverzahnungen versehen und so angeordnet ist, um in die Spanndorne (3a, 3b) einzugreifen, die auf einem inneren Feld eines Spannrings (3i) der Spannwinde (3) nach einer Bezugsskalierung $k=-1$ in Bezug auf den Mittelpunkt des besagten Spannrings ausgebildet sind.

4. Hemmungsmechanismus nach einem der Ansprüche 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** er zwei identische Hemmungsdrehteile (4, 5) umfasst, die jedes mit einer Umfangsverzahnung versehen

und fest mit Ritzel(n) (6, 7) verbunden sind, die geeignet sind, in ein Drehteil (8) des Finissage-Räderwerks eines Uhrwerks einzugreifen, um simultan in eine gleiche Richtung um verschiedene Drehachsen zu drehen, und jedes in einen Spanndorn (4a, 4b) einzugreifen, der auf einem inneren Feld eines ersten und eines zweiten Spannrings (3i, 3j) ausgebildet ist, die symmetrisch auf der Spannwappe (3) ausgebildet sind, wobei die Indexierung dieser Hemmungsdrehteile (4, 5) dergestalt ist, dass beim Eingreifen eines der Spanndorne (4a, 5a) in eines der Hemmungsdrehteile (4, 5) der andere Spanndorn (4a, 5a) sich zwischen zwei Zähnen des anderen Hemmungsdrehteils (4, 5) befindet.

5. Hemmungsmechanismus nach einem der Ansprüche 4 oder 5, **dadurch gekennzeichnet, dass** das (die) Hemmungsdrehteil(e) (4, 5) und die Spannwappe (3) so dimensioniert und angeordnet sind, dass das Verhältnis des Radius (R_a) des (der) Hemmungsdrehteile(s) zum Mittenabstand (R_b) zwischen dem (den) besagten Hemmungsdrehteil(en) und der Spannwappe (3) dergestalt ist (sind):

$$\frac{R_a}{R_b} < 1/3$$

6. Hemmungsmechanismus nach einem der Ansprüche 1 bis 4, **dadurch gekennzeichnet, dass** das monostabile elastische Organ zur Kompensation (10c) eine durch Biegung arbeitende Blattfeder ist.
7. Hemmungsmechanismus nach einem der Ansprüche 1 bis 4, **dadurch gekennzeichnet, dass** das monostabile elastische Organ zur Kompensation (10c) eine durch Knickung arbeitende Blattfeder ist.
8. Hemmungsmechanismus eines der Ansprüche 1 bis 4, **dadurch gekennzeichnet, dass** das monostabile elastische Organ zur Kompensation (10c) eine Spiralfeder ist.
9. Hemmungsmechanismus nach einem der Ansprüche 1 bis 8, **dadurch gekennzeichnet, dass** das elastische Organ zur Kompensation (10c) eine Blattfeder ist, die an einem ersten Ende (10g) mit einem Stift (3g), der auf der Spannwappe (3) ausgebildet ist, und an einem zweiten Ende (C) mit einem Ankerorgan an einem Gestellelement eines besagten Uhrwerks oder einer Uhr fest verbunden ist.
10. Hemmungsmechanismus nach Anspruch 9, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Ankerpunkte (A, B) der besagten bistabilen elastischen Klinge (L) sich auf dem besagten Ankerorgan an einem Gestellelement des Uhrwerks oder einer Uhr befinden.

11. Hemmungsmechanismus nach einem der Ansprüche 1 bis 10, **dadurch gekennzeichnet, dass** das monostabile elastische Organ zur Kompensation (10c) eine Blattfeder ist, die einstückig in monolithischer Form mit einem Befestigungsrahmen (10h) an einem Gestellelement des Uhrwerks oder einer Uhr ausgeführt ist.
12. Hemmungsmechanismus nach Anspruch 11, **dadurch gekennzeichnet, dass** die bistabile elastische Klinge (L) einstückig in monolithischer Form mit dem besagten Befestigungsrahmen (10h) an einem Gestellelement des Uhrwerks oder einer Uhr und dem elastischen Organ zur Kompensation ausgeführt ist.
13. Hemmungsmechanismus nach einem der Ansprüche 1 bis 12, **dadurch gekennzeichnet, dass** die bistabile elastische Klinge (L) und das monostabile elastische Organ zur Kompensation (10c) aus Silizium bestehen.
14. Hemmungsmechanismus nach einem der Ansprüche 1 bis 13, **dadurch gekennzeichnet, dass** er eine Sperrwappe (9) umfasst, die in kinematischer Verbindung mit der Auslösewappe (2) angeordnet und so konfiguriert ist, um die Spannwappe (3) in einer ersten und einer zweiten Endstellung ausserhalb der Auslösephasen der elastischen Klinge (L) fest-zuspannen.
15. Hemmungsmechanismus nach Anspruch 14, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Sperrwappe (9) eine Barrette umfasst, die an einem ersten Ende mit einer Verbindungsgabel an der besagten Auslösewappe (2) versehen ist, und zwei Sperrarme, die sich symmetrisch zueinander von der besagten Barrette erstrecken und jeder an seinem freien Ende mit einer Sperrpalette (9c, 9d) versehen ist, die angeordnet ist, um mit einem zusätzlichen Sperrorgan (3c, 3d) auf der besagten Spannwappe (3) zusammenzuwirken.
16. Hemmungsmechanismus nach Anspruch 15, **dadurch gekennzeichnet, dass** das besagte zusätzliche Sperrorgan auf der besagten Spannwappe einen Sperrdorn (3c, 3d) umfasst, der in Form und Ausrichtung so angepasst ist, um in eine besagte Sperrpalette (9c, 9d) der Sperrwappe einzuhaken.
17. Hemmungsmechanismus nach Anspruch 15 oder 16, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Gabel der Sperrwappe (9) zwei Hörner zum Entriegeln (9a, 9b) umfasst, die einen Raum zwischen den Hörnern begrenzen, in dem ein mit der Auslösewappe (2) fest verbundener Stift (2d) zum Entriegeln eingefügt ist.

Claims

1. A timekeeping escapement mechanism, including:

- a bistable elastic strip (L) working in buckling mode around a median inflexion point between two anchoring points (A, B) of said bistable elastic strip, 5
- a winding lever (3) of said bistable elastic strip (L), rotationally movable and kinematically linked in a direction which is substantially perpendicular to said bistable elastic strip at two equidistant points from the median inflexion point, and 10
- at least one escapement wheel and pinion (4, 5) rigidly connected to at least one pinion (6, 7) which is capable of meshing with a wheel and pinion (8) of the geartrain of a watch movement, and arranged to transmit sequentially a driving torque to the winding lever (3) so as to make said winding lever pivot alternatively in a clockwise direction of rotation and an anticlockwise direction of rotation in order to make said bistable elastic strip (L) pass from a stable resting state to a metastable winding state, and 15
- a detent lever (2) rigidly connected to the bistable elastic strip (L) at its median inflexion point (I) and arranged to cooperate with an oscillating regulator member (0) of a said watch movement each time the latter alternates so as to transmit a pulse consecutively to a detent of the bistable elastic strip (L) corresponding to the passage from a said winding state to a said resting state symmetrical to the previous stable resting state, 20

characterized in that it includes a monostable elastic member (10c) for compensating for a variation of the driving torque of the winding lever (3) by the escapement wheel(s) and pinion (s) (4, 5) as a function of said direction of rotation of said winding lever (3). 25

2. The escapement mechanism according to Claim 1, **characterized in that** the monostable compensatory elastic member (10c) is coupled to the winding lever (3) and arranged to exert a return torque on the latter in only one direction of rotation. 30
3. The escapement mechanism according to any one of Claims 1 or 2, **characterized in that** it includes a single escapement wheel and pinion (4) equipped with an odd number of peripheral teeth and arranged to mesh with winding catches (3a, 3b) formed on an internal field of a winding ring (3i) of the winding lever (3) in accordance with a homothety of ratio $k=-1$ with respect to the centre of said winding ring. 35
4. The escapement mechanism according to any one of Claims 1 or 2, **characterized in that** it includes 40

two identical escapement wheels and pinions (4, 5), each of which are equipped with peripheral teeth which are rigidly connected to pinion (s) (6, 7) which are capable of meshing with a wheel and pinion (8) of the geartrain of a watch movement in order to pivot simultaneously in a same direction around distinct axes of rotation and to each mesh with a winding catch (4a, 4b) formed on an internal field of a first and of a second winding ring (3i, 3j) formed symmetrically on the winding lever (3), the indexation of these escapement wheels and pinions (4, 5) being such that when one of the winding catches (4a, 4b) meshes with one of the escapement wheels and pinions (4, 5), the other winding catch (4a, 4b) is located between two teeth of the other escapement wheel and pinion (4, 5).

5. The escapement mechanism according to Claims 4 or 5, **characterized in that** the escapement wheel(s) and pinion(s) (4, 5) and the winding lever (3) are dimensioned and arranged such that the ratio(s) of the radius (R_a) of the escapement wheel (s) and pinion (s) to the centre distance (R_b) between said escapement wheel(s) and pinion(s) and the winding lever (3) is (are) such that: 45

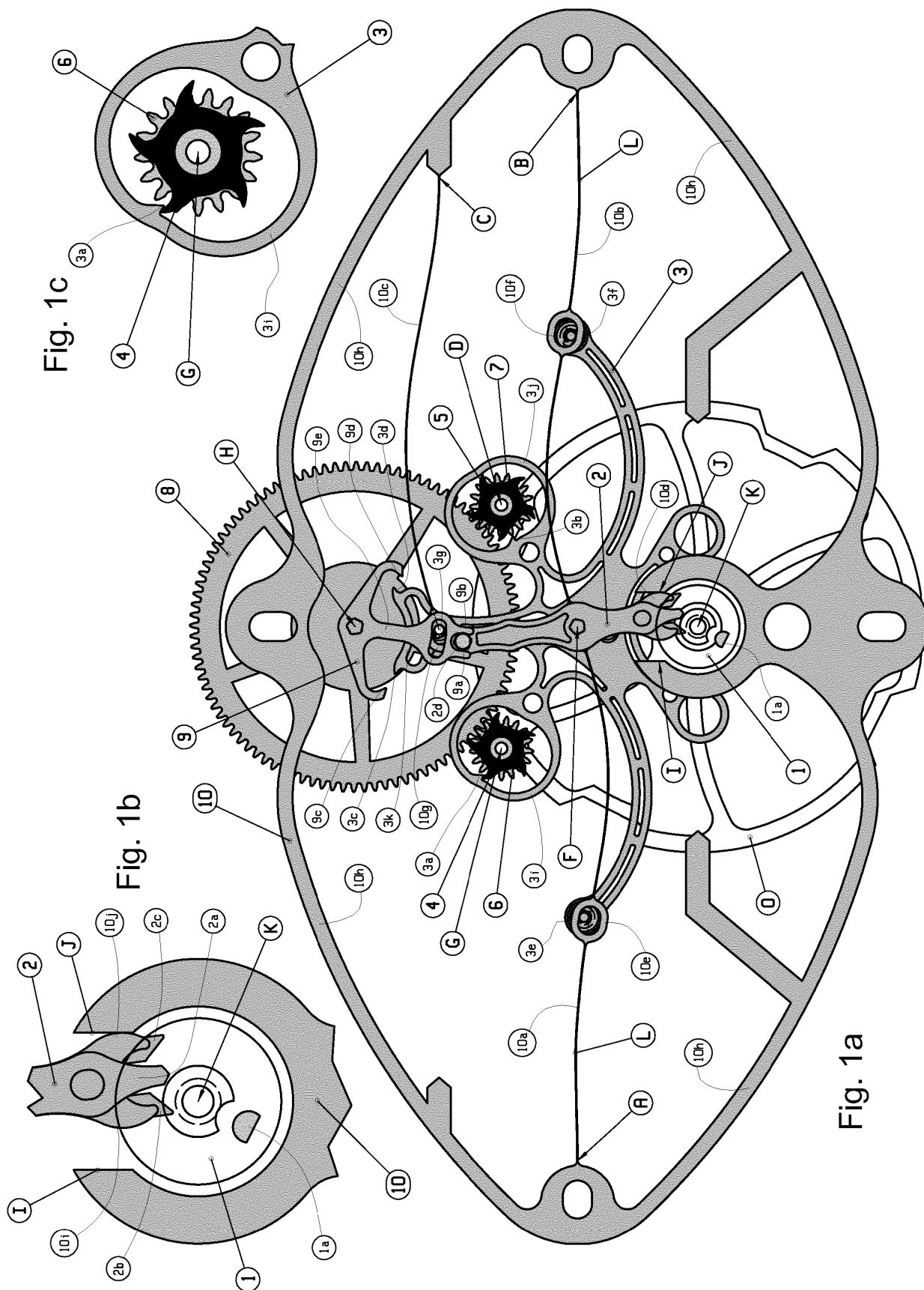
$$\frac{Ra}{Rb} < 1/3$$

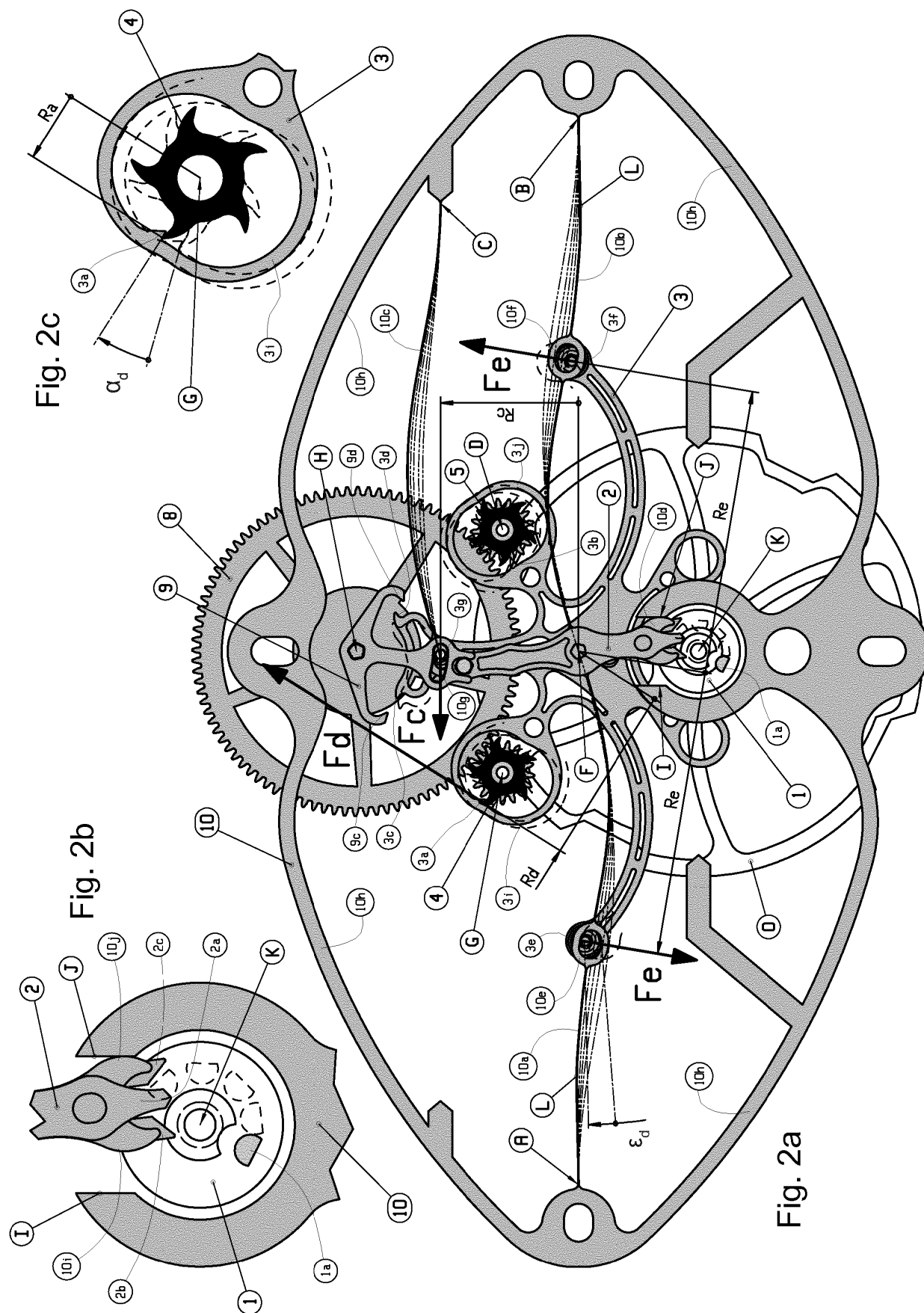
6. The escapement mechanism according to any one of Claims 1 to 4, **characterized in that** the monostable compensatory elastic member (10c) is a leaf spring working in flexion. 50
7. The escapement mechanism according to any one of Claims 1 to 4, **characterized in that** the monostable compensatory elastic member (10c) is a leaf spring working in buckling mode. 55
8. The escapement mechanism according to any one of Claims 1 to 4, **characterized in that** the monostable compensatory elastic member (10c) is a spiral spring.
9. The escapement mechanism according to any one of Claims 1 to 8, **characterized in that** the elastic compensatory member (10c) is a leaf spring rigidly connected at a first end (10g) to a peg (3g) formed on the winding lever (3) and at a second end (C) to an anchoring member to a frame element of a said watch movement or of a timepiece.
10. The escapement mechanism according to Claim 9, **characterized in that** the anchoring points (A, B) of said bistable elastic strip (L) are situated on said anchoring member to a frame element of the watch movement or of a timepiece.

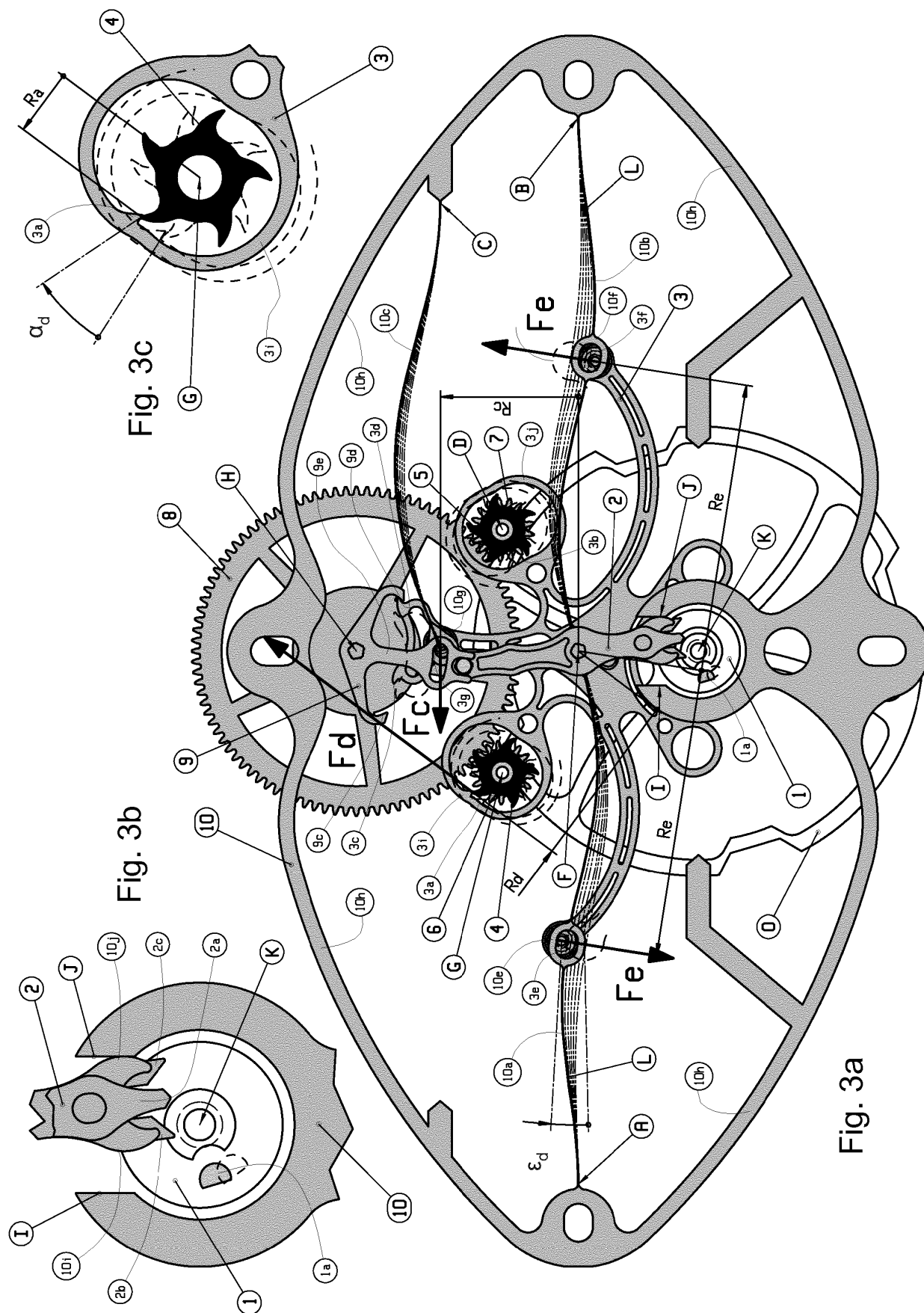
11. The escapement mechanism according to any one of Claims 1 to 10, **characterized in that** the monostable compensatory elastic member (10c) is a leaf spring made from a material in a monolithic form with a frame (10h) for fixing to a frame element of the watch movement or of a timepiece. 5
12. The escapement mechanism according to Claim 11, **characterized in that** the bistable elastic strip (L) has been made from a material in a monolithic form with said frame (10h) for fixing to a frame element of the watch movement or of a timepiece and the elastic compensatory member. 10
13. The escapement mechanism according to any one of Claims 1 to 12, **characterized in that** the bistable elastic strip (L) and the monostable compensatory elastic member (10c) are constituted of silicon. 15
14. The escapement mechanism according to any one of Claims 1 to 13, **characterized in that** it comprises a locking lever (9) arranged in kinematic linkage with the detent lever (2) and configured to block the winding lever (3) in a first end position and a second end position outside the detent phases of the elastic strip (L). 20 25
15. The escapement mechanism according to Claim 14, **characterized in that** the locking lever (9) includes a bar equipped at a first end with a linking fork to said detent lever (2) and two locking arms extending symmetrically to one another from said bar and each equipped at its free end with a locking pallet (9c, 9d) arranged to cooperate with an additional locking member (3c, 3d) on said winding lever (3). 30 35
16. The escapement mechanism according to Claim 15, **characterized in that** said additional locking member on said winding lever includes a locking catch (3c, 3d) having a form and an orientation adapted to hook a said locking pallet (9c, 9d) of the locking lever. 40
17. The escapement mechanism according to Claim 15 or 16, **characterized in that** the fork of the locking lever (9) includes two unlocking horns (9a, 9b) which delimit an inter-horn space, into which is inserted an unlocking pin (2d) which is rigidly connected to the detent lever (2). 45

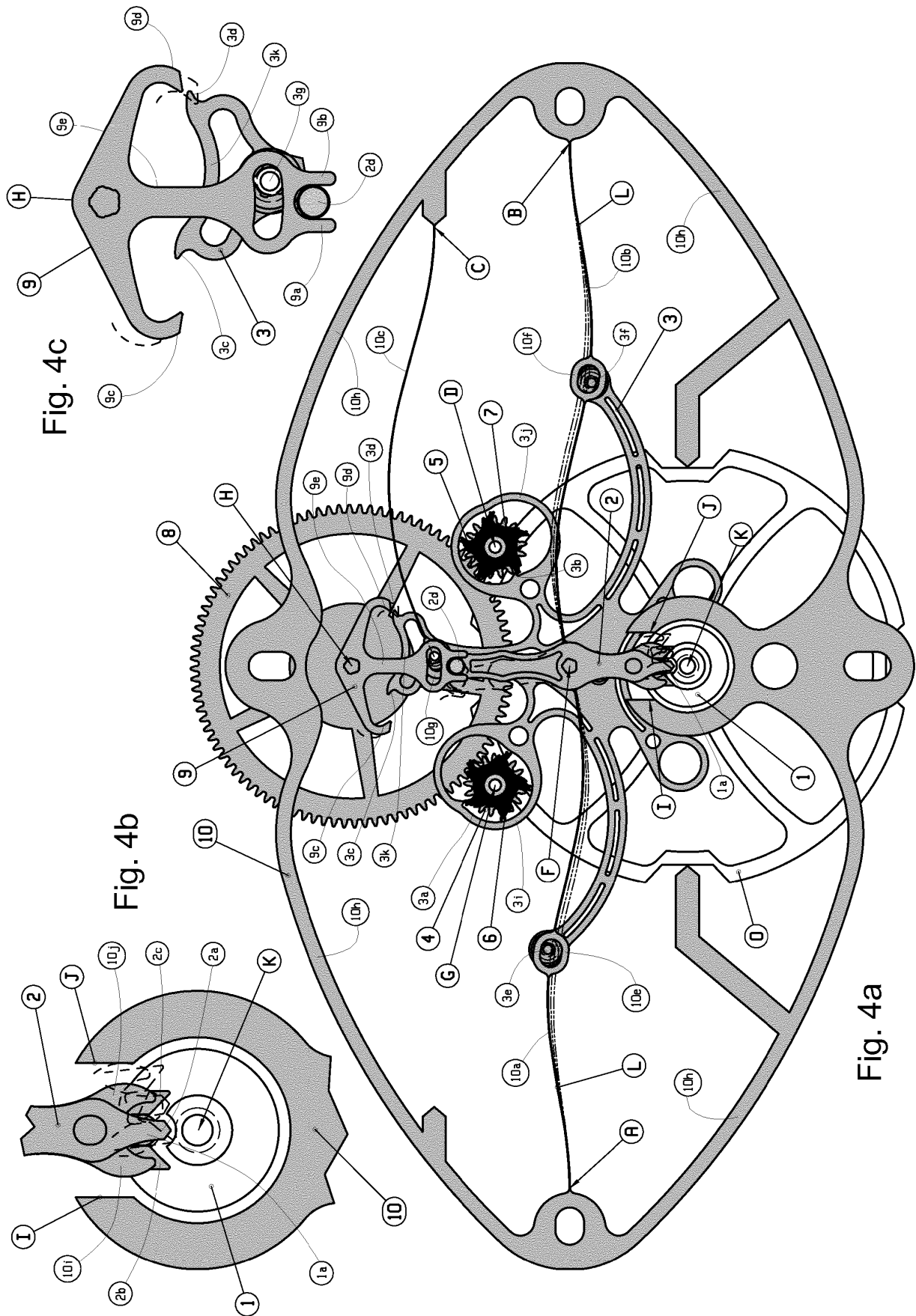
50

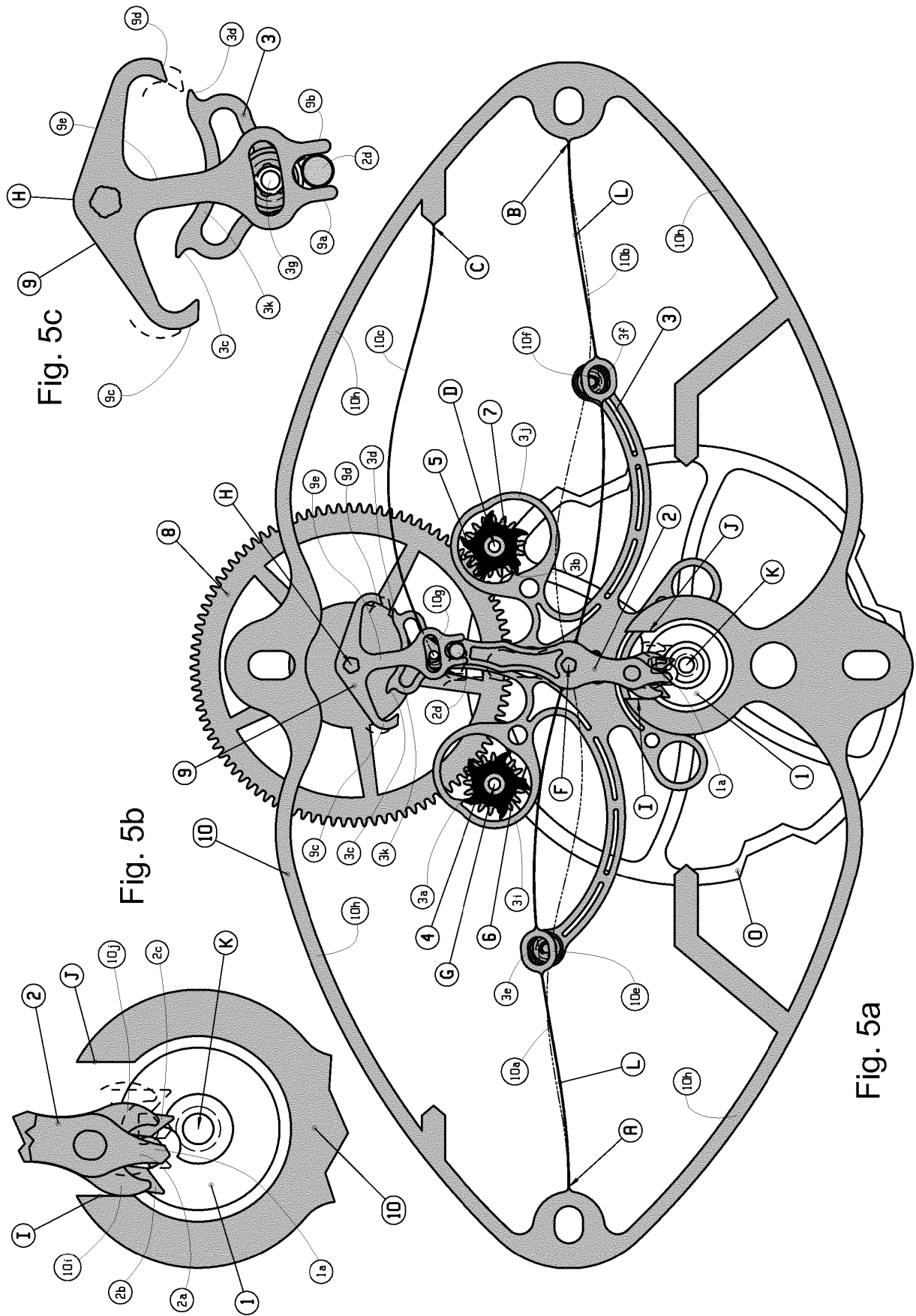
55

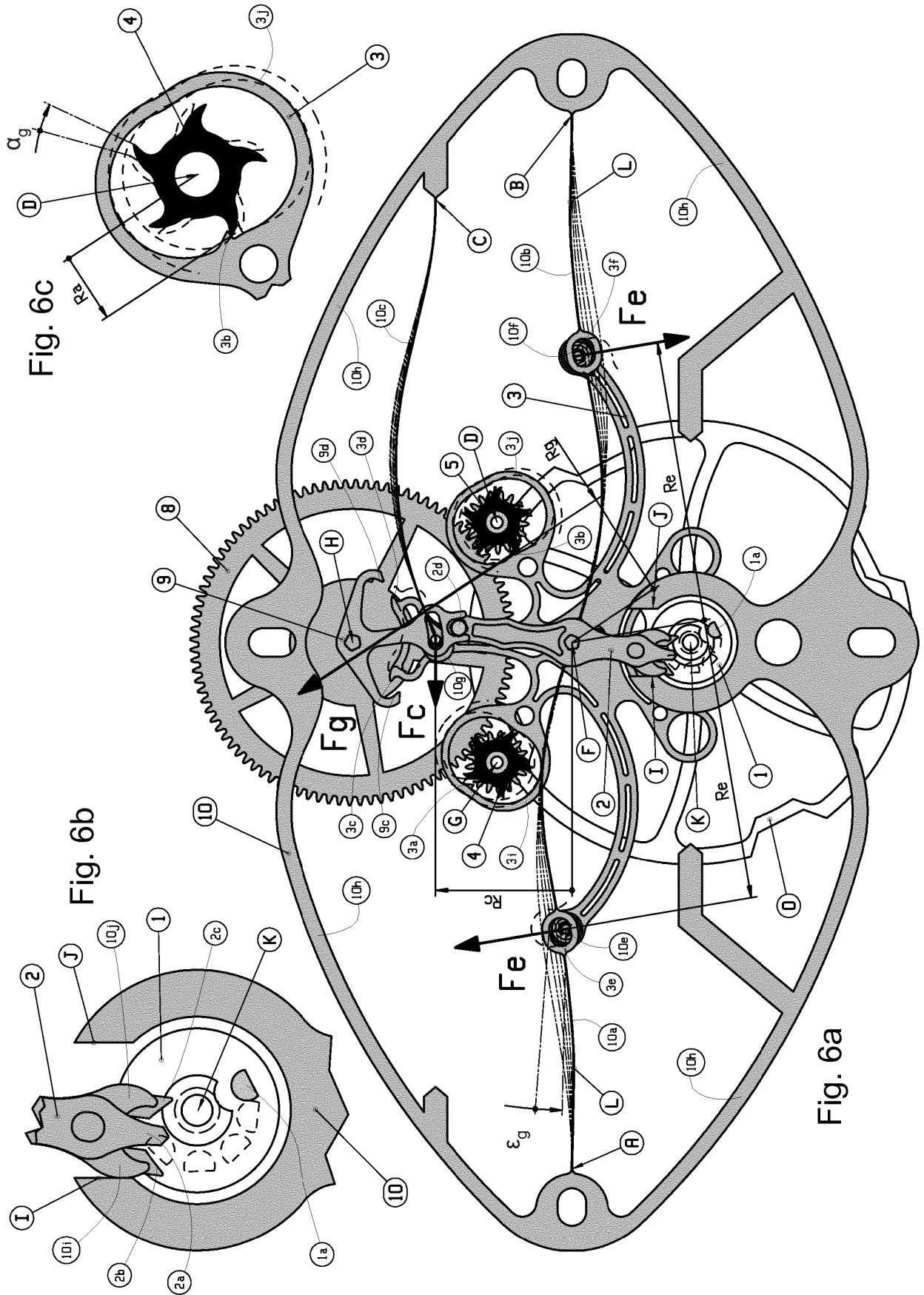


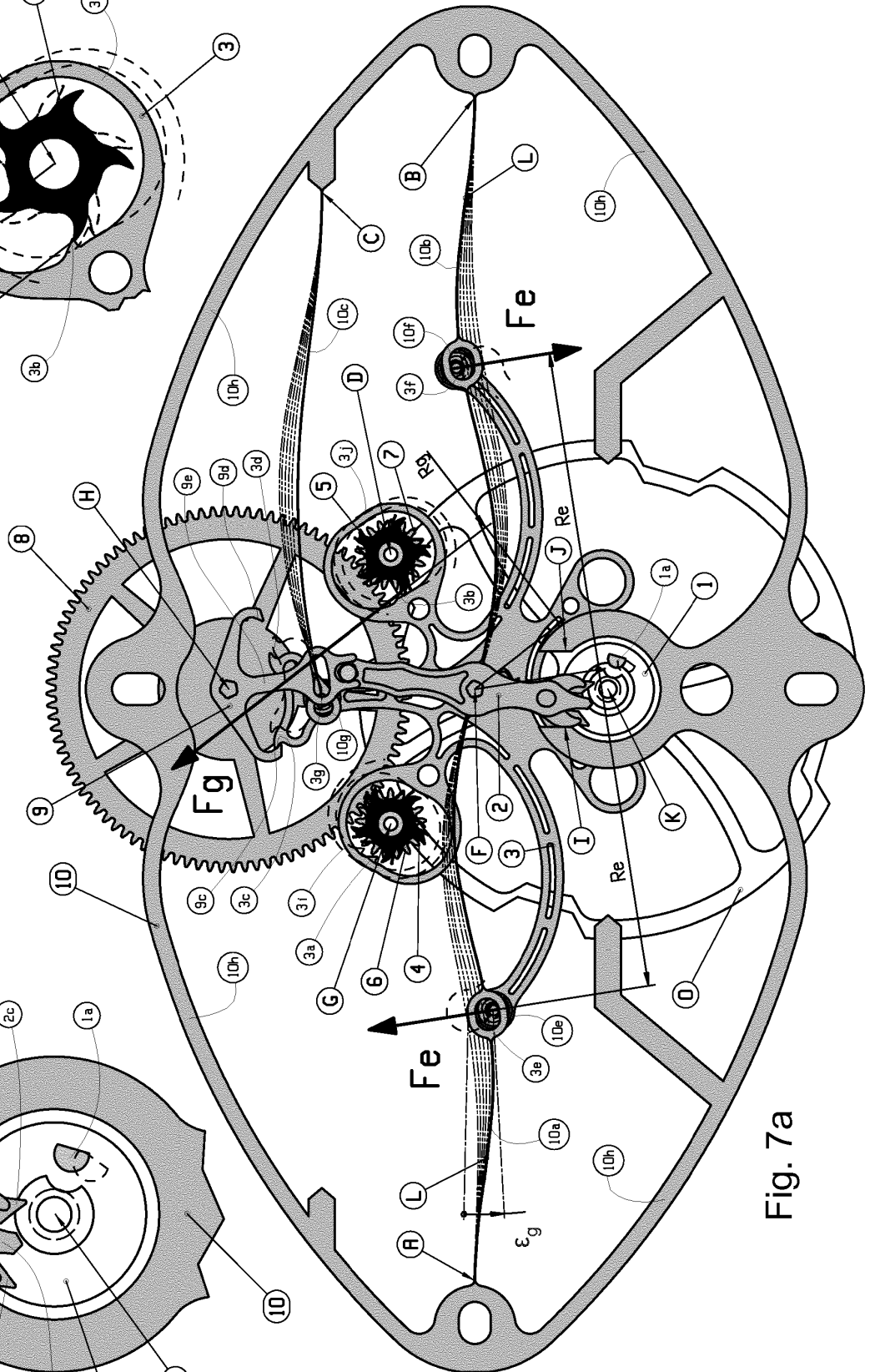
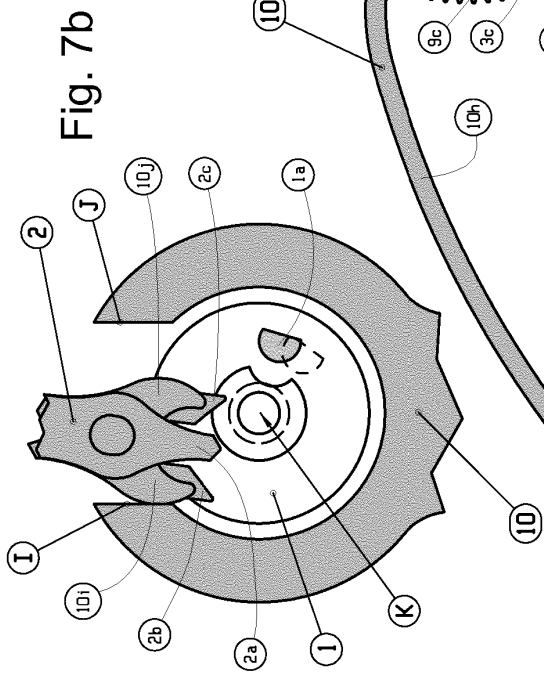
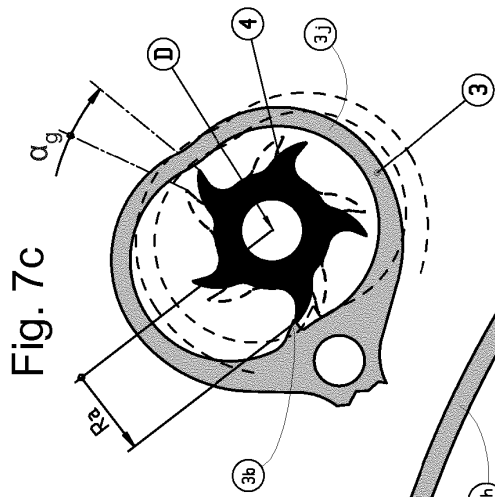


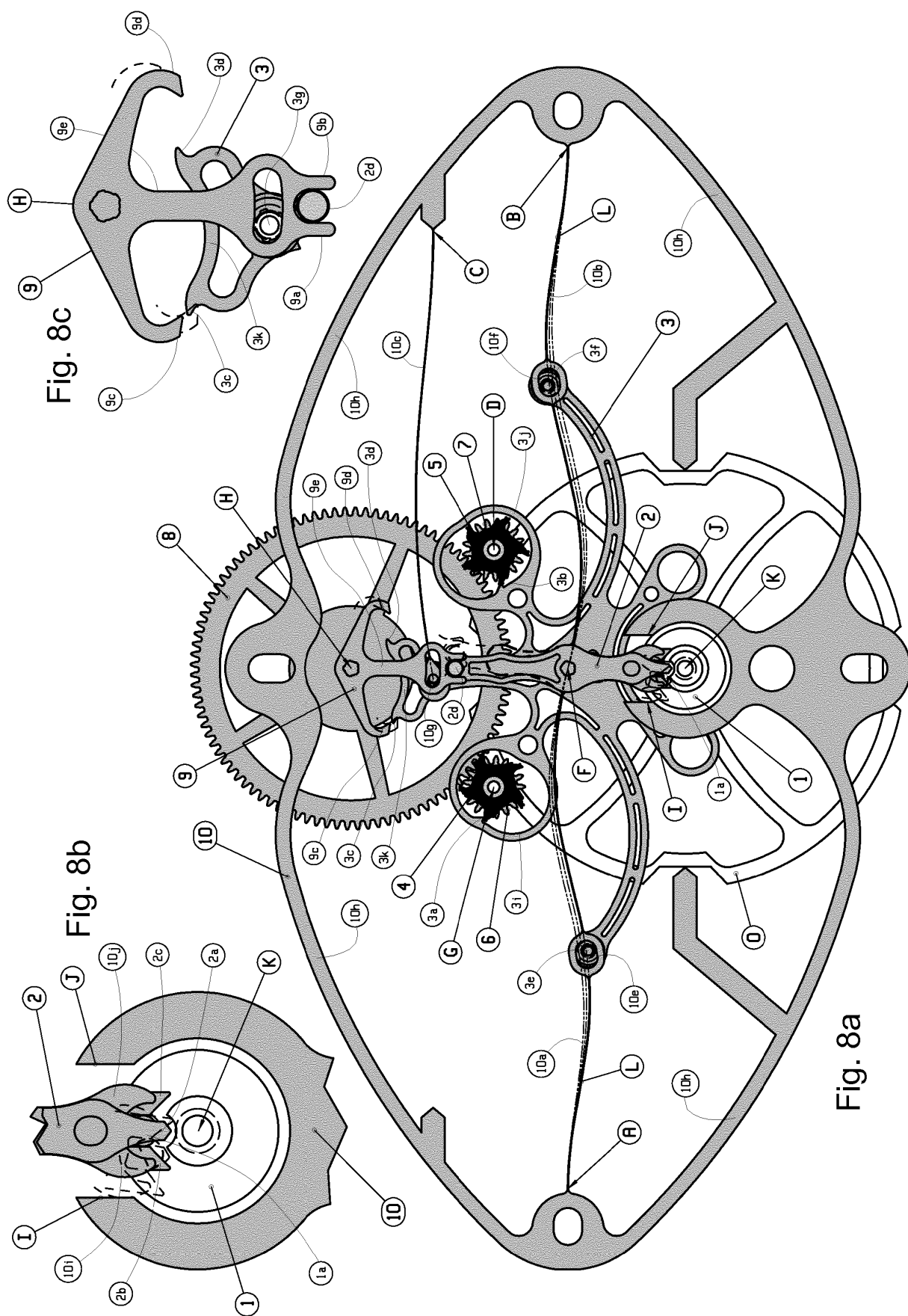


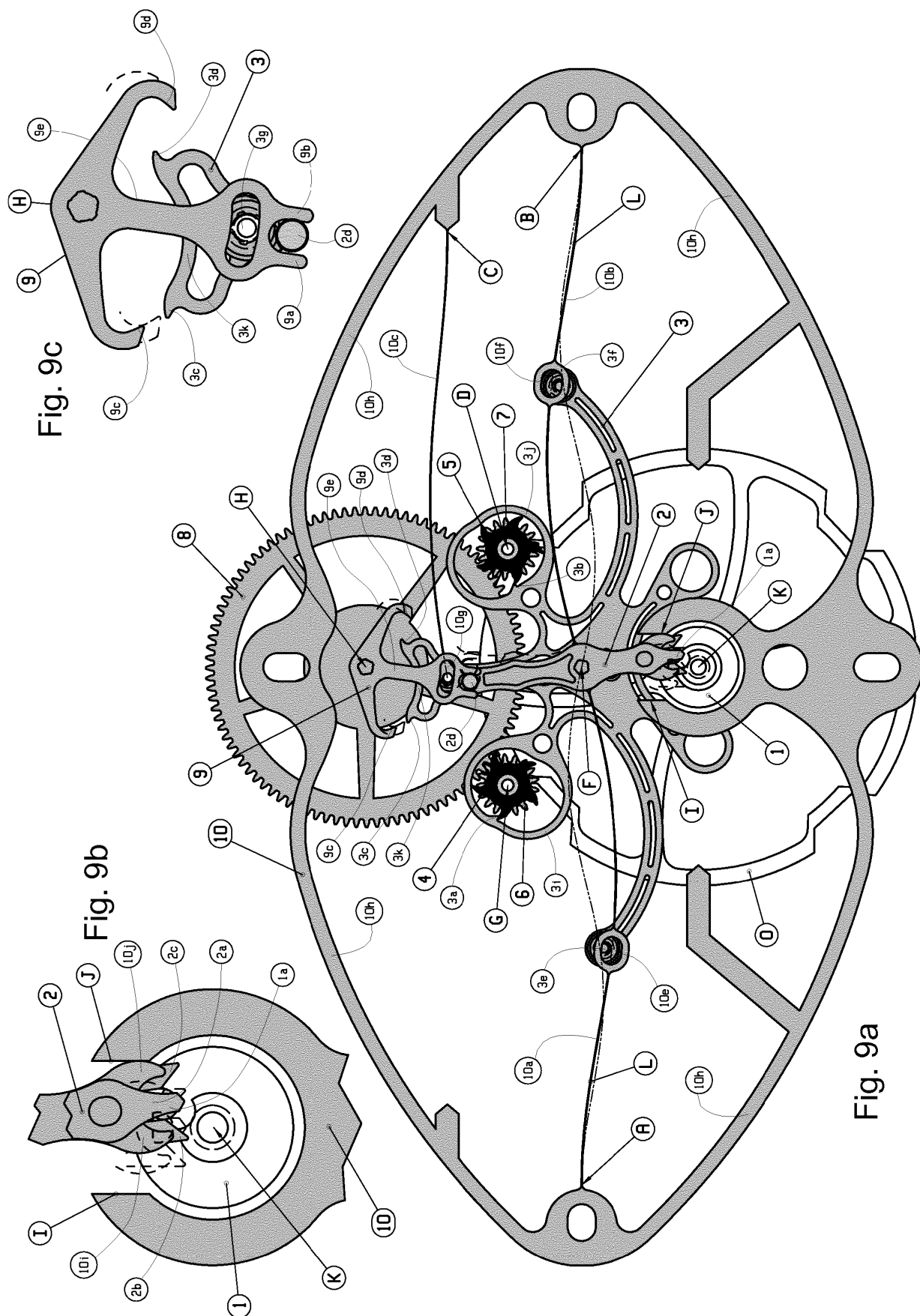


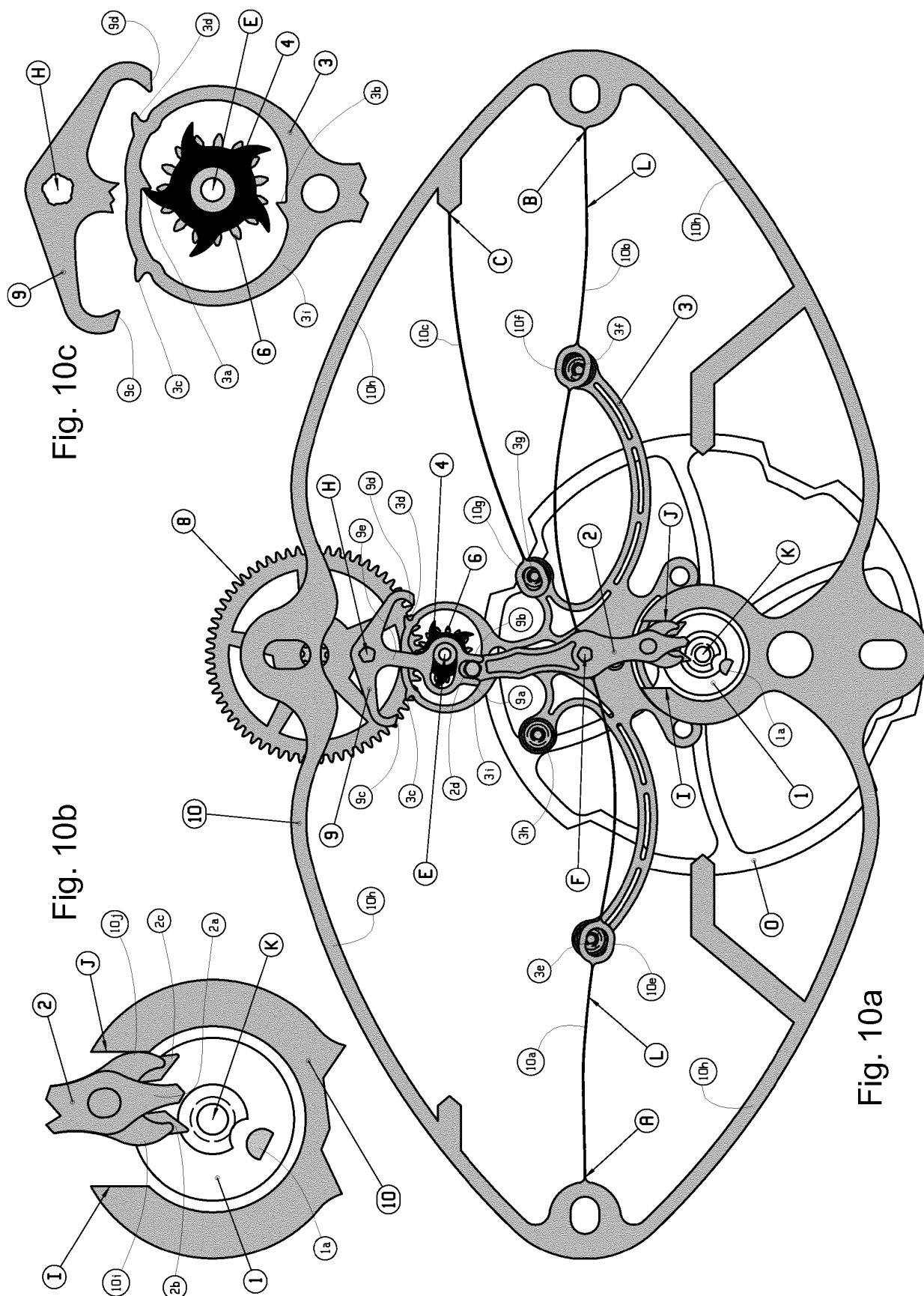


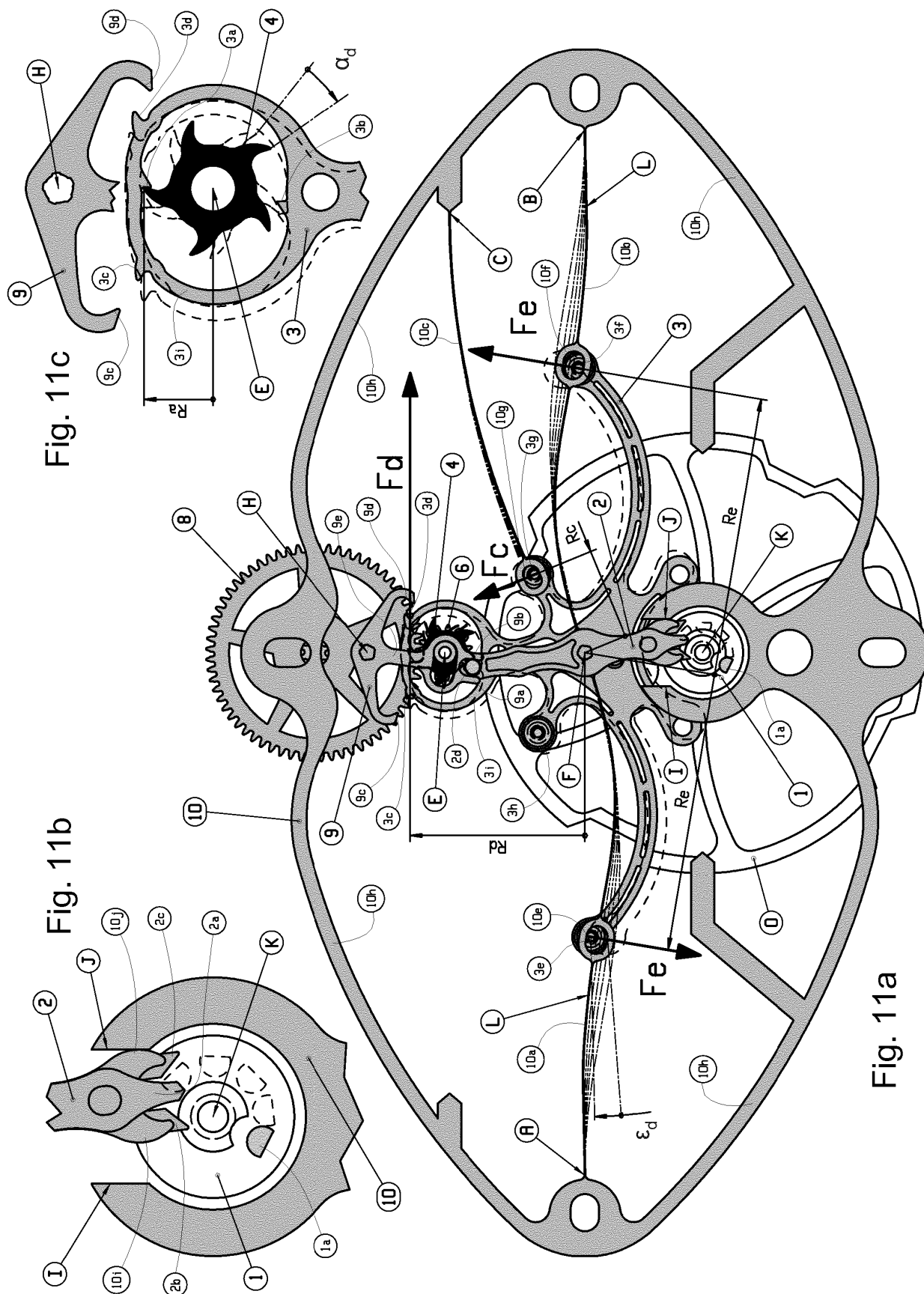


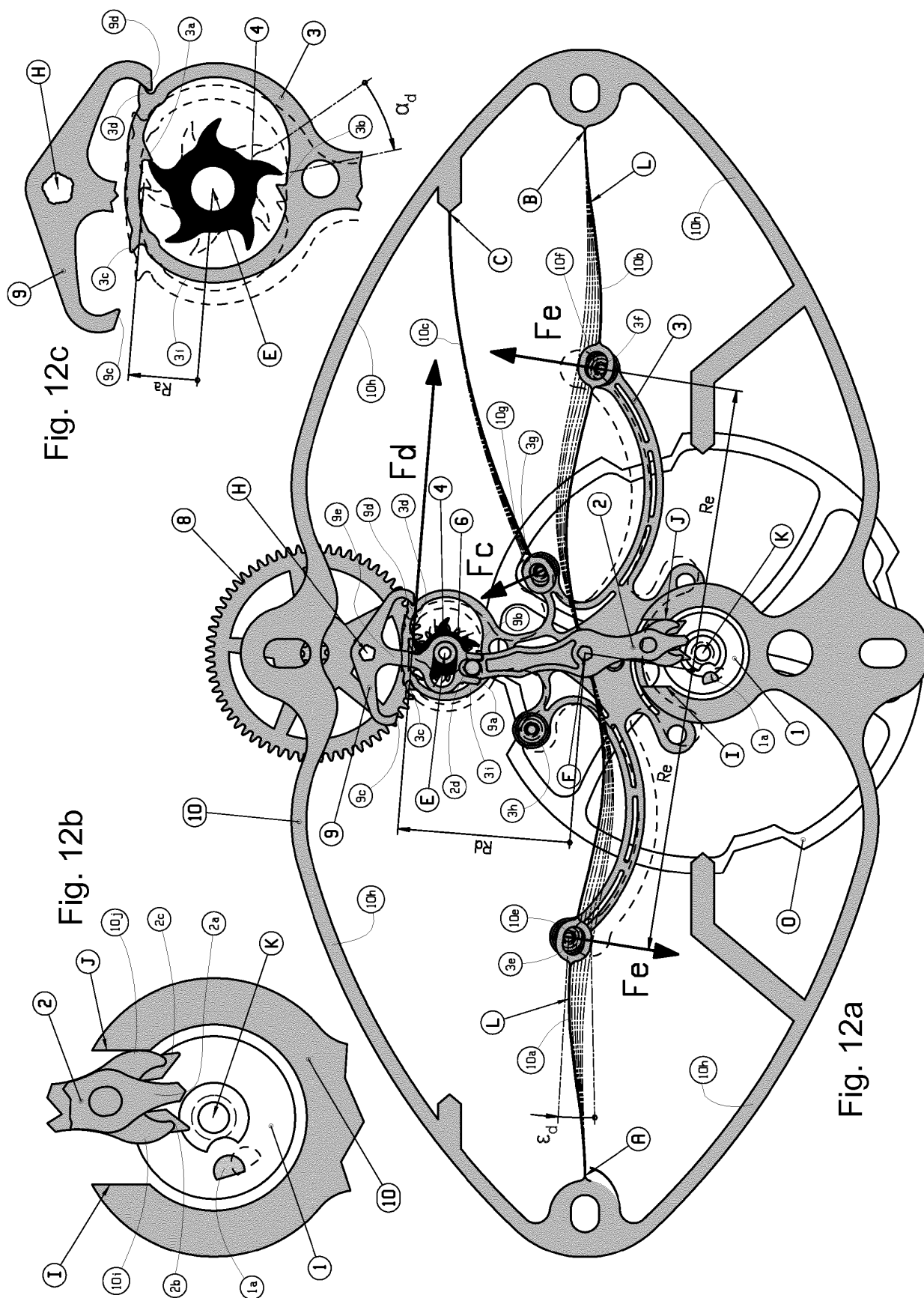


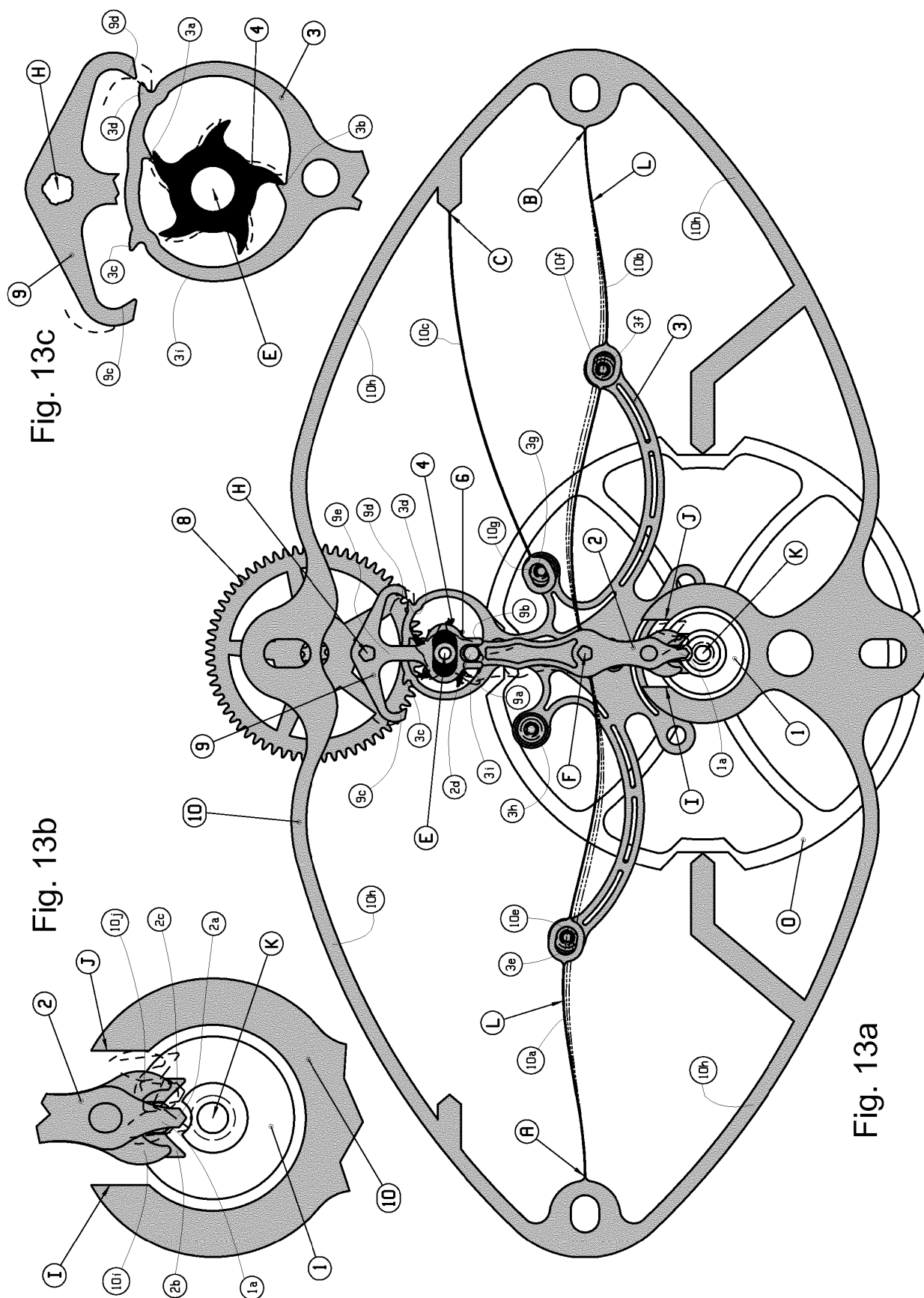


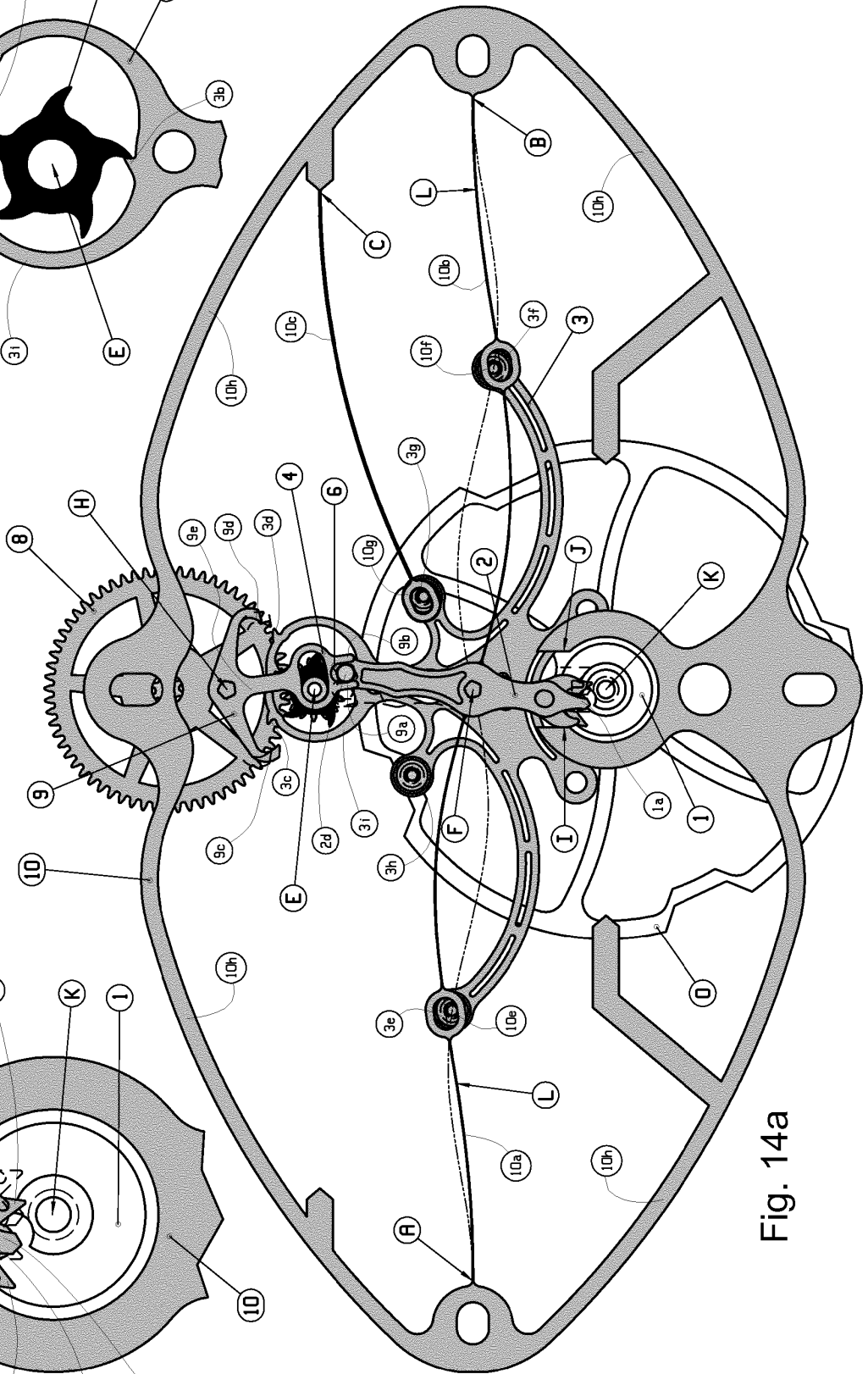
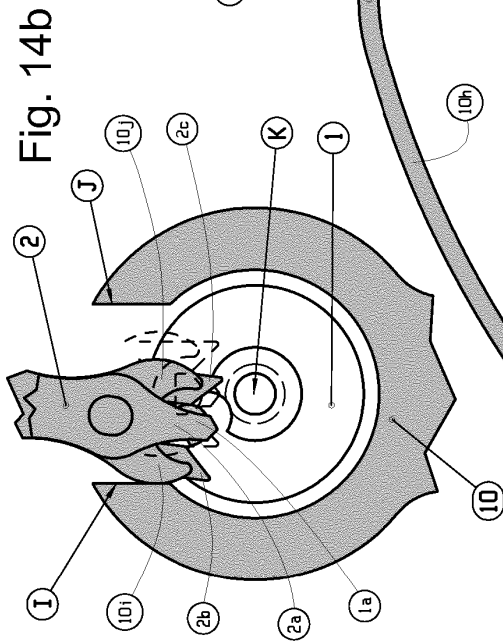
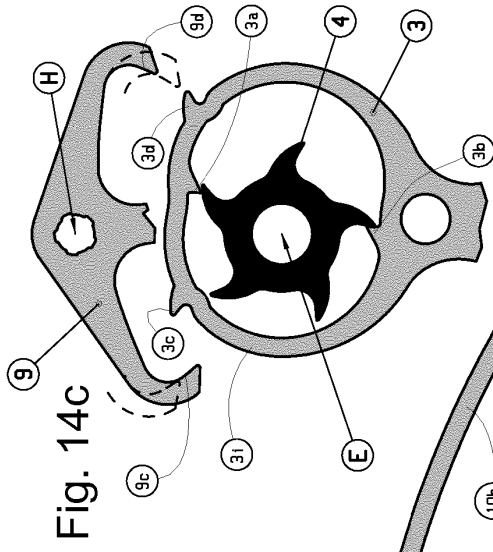


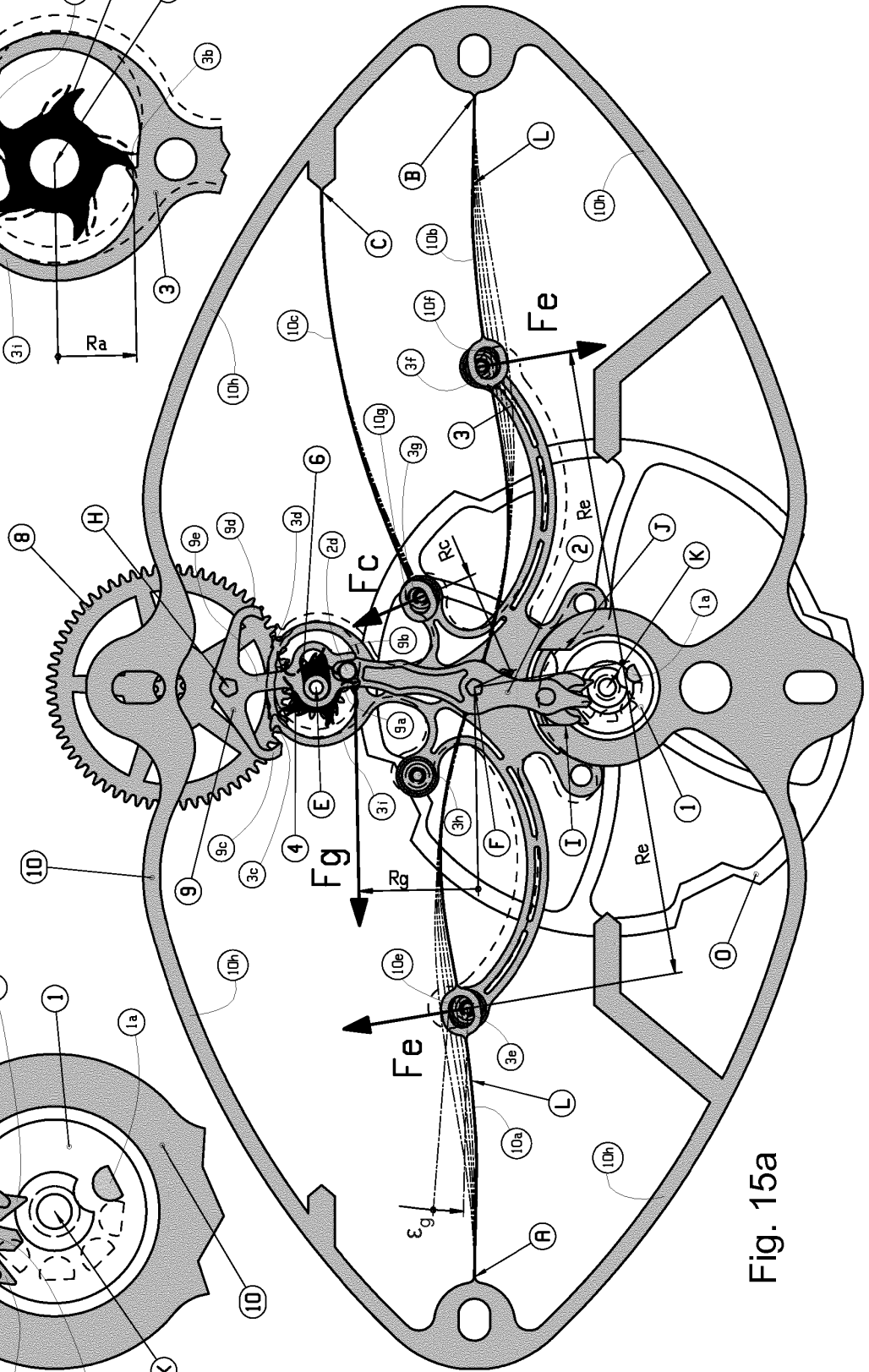
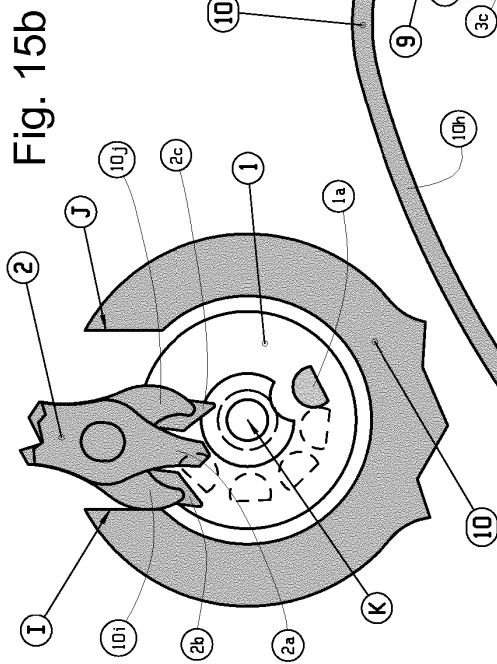
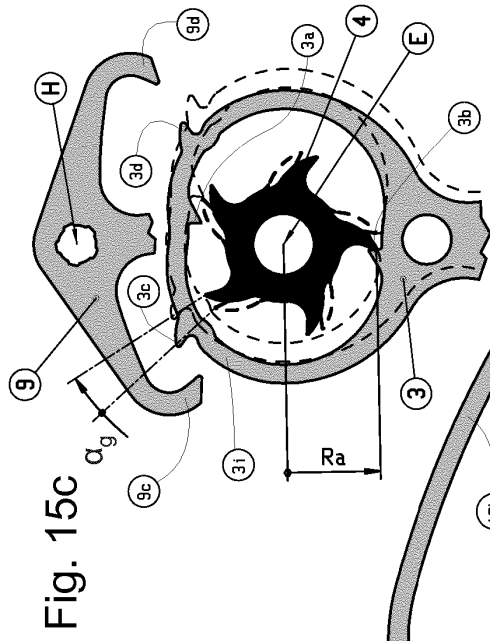


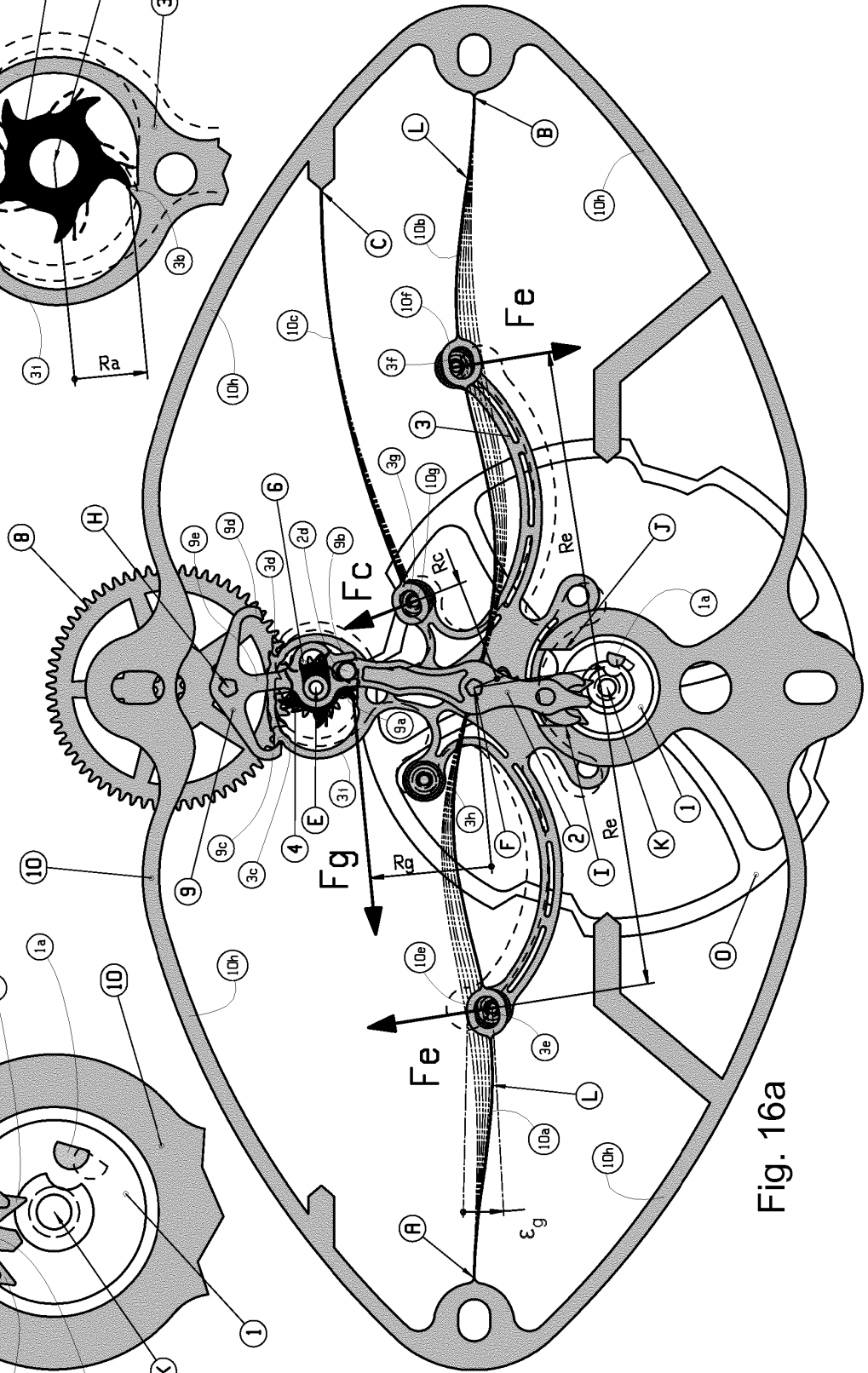
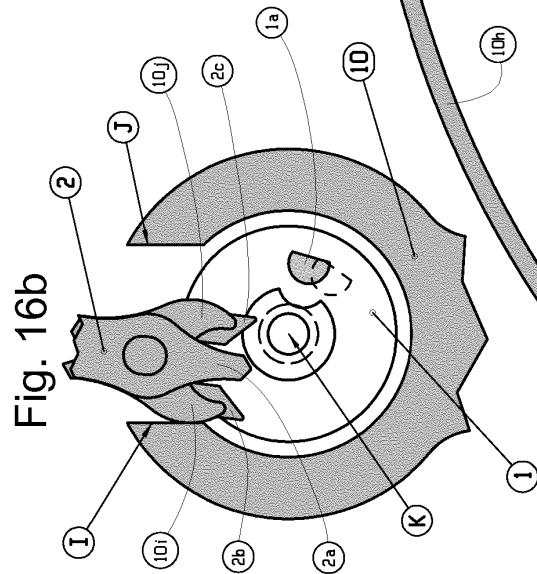
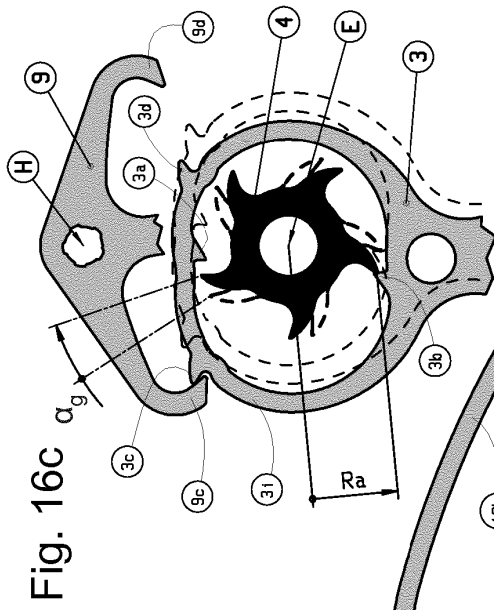


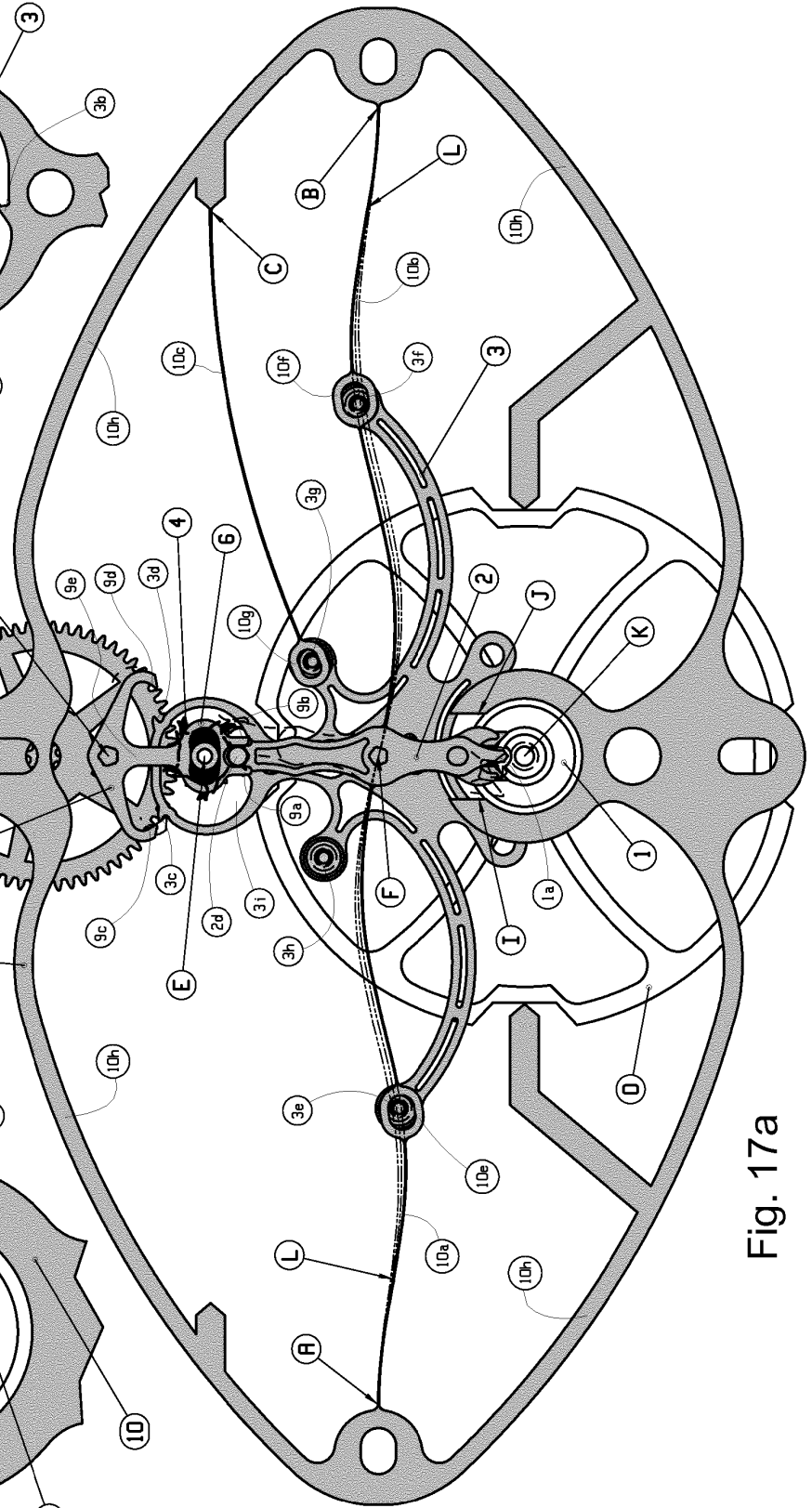
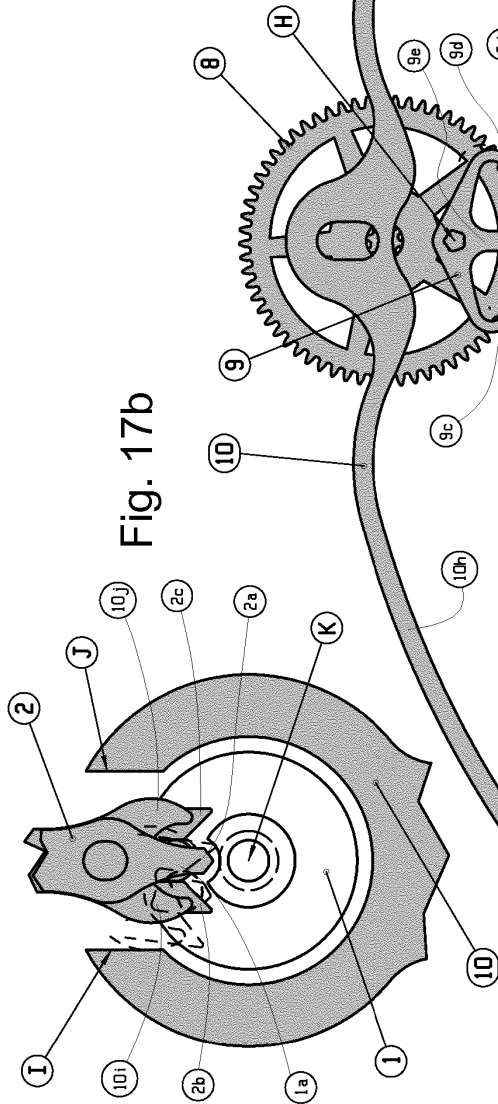
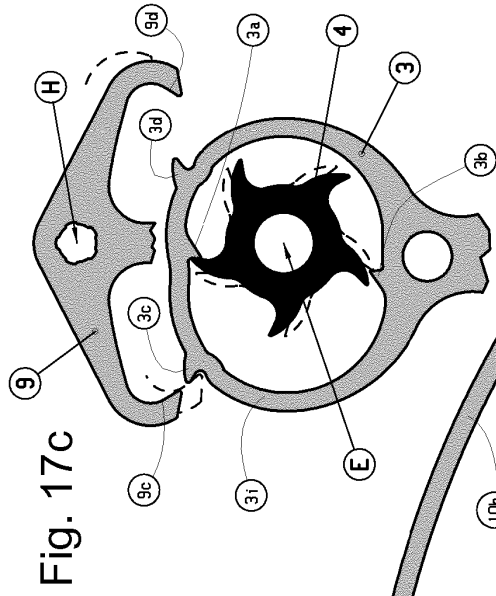












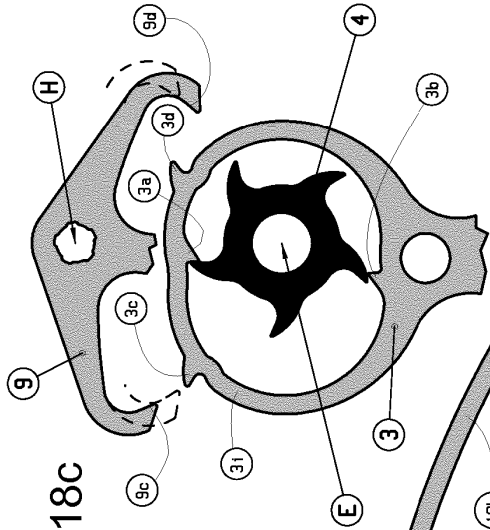


Fig. 18c

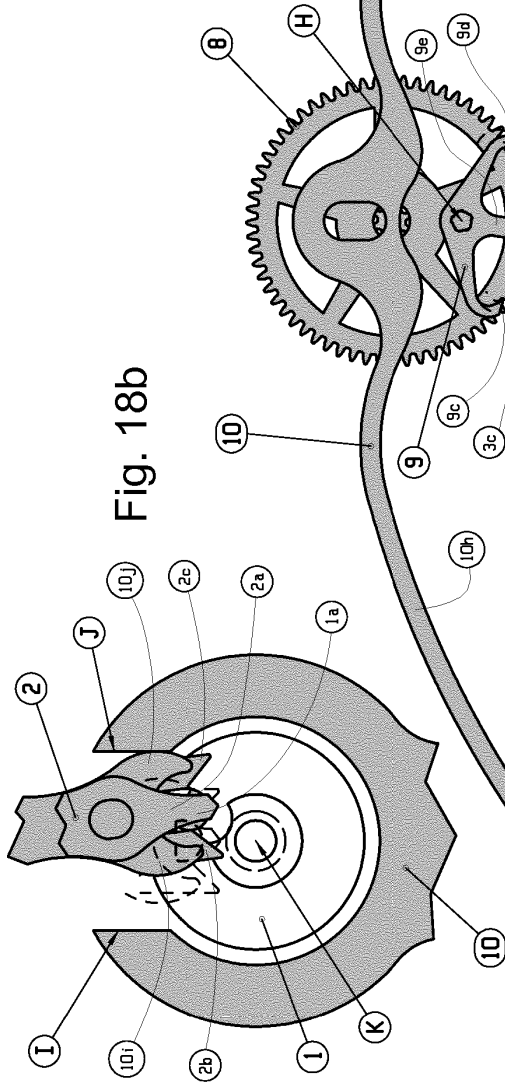


Fig. 18b

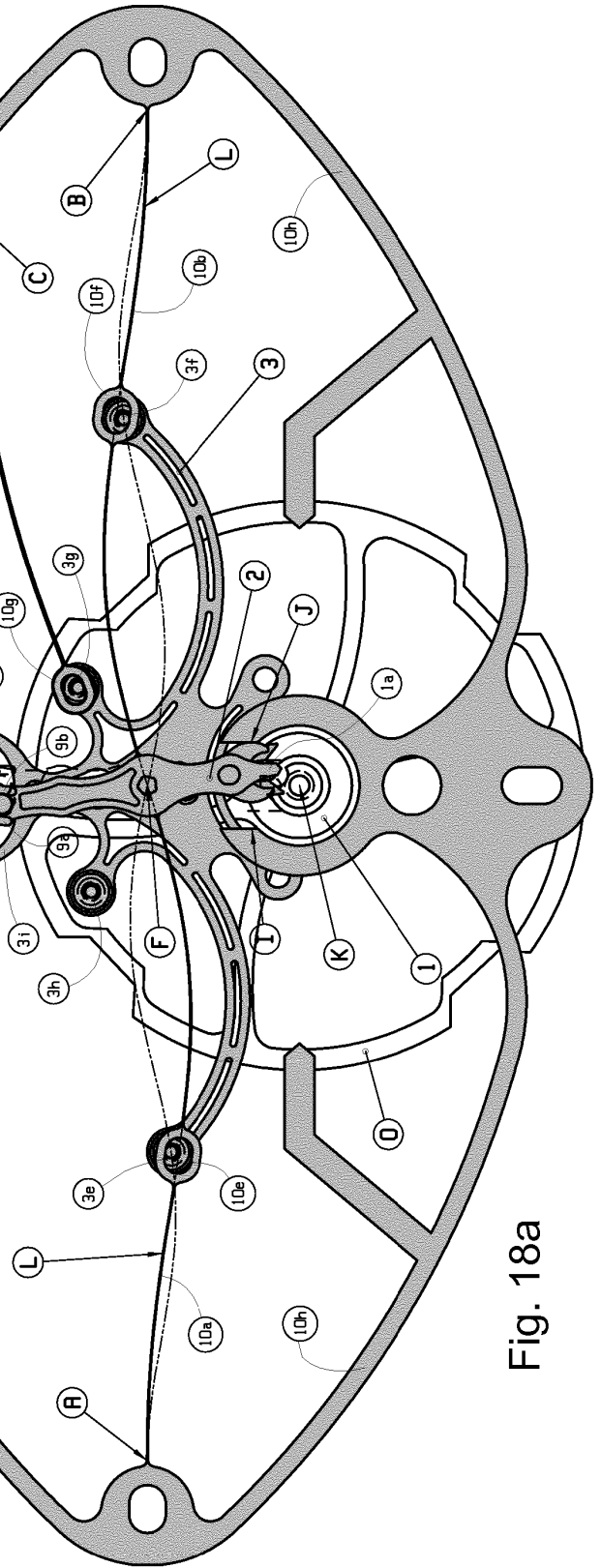


Fig. 18a

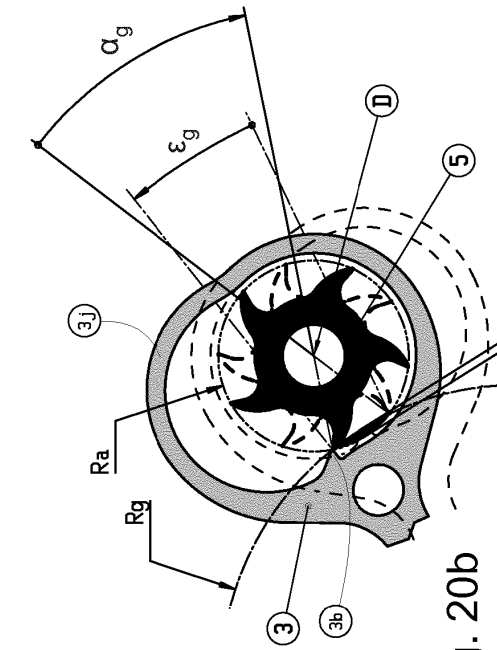


Fig. 19b

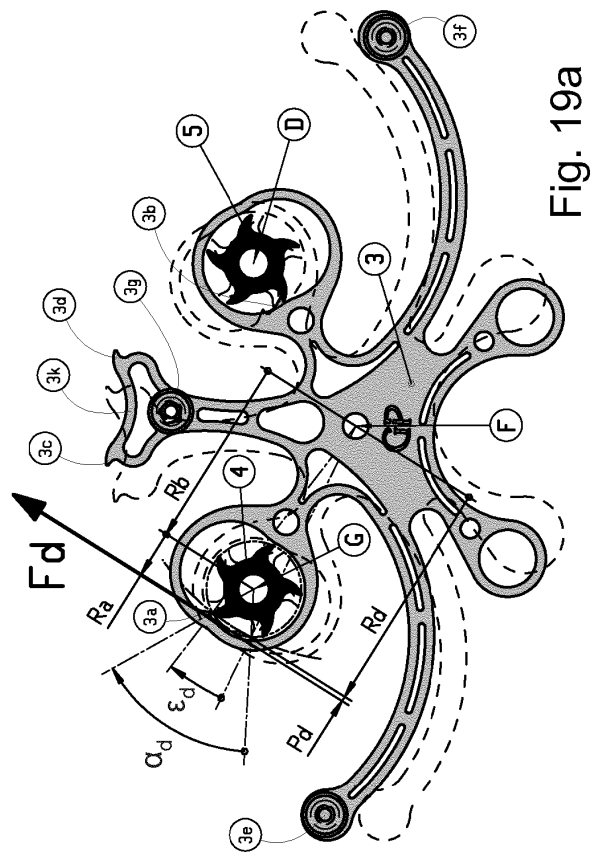


Fig. 19a

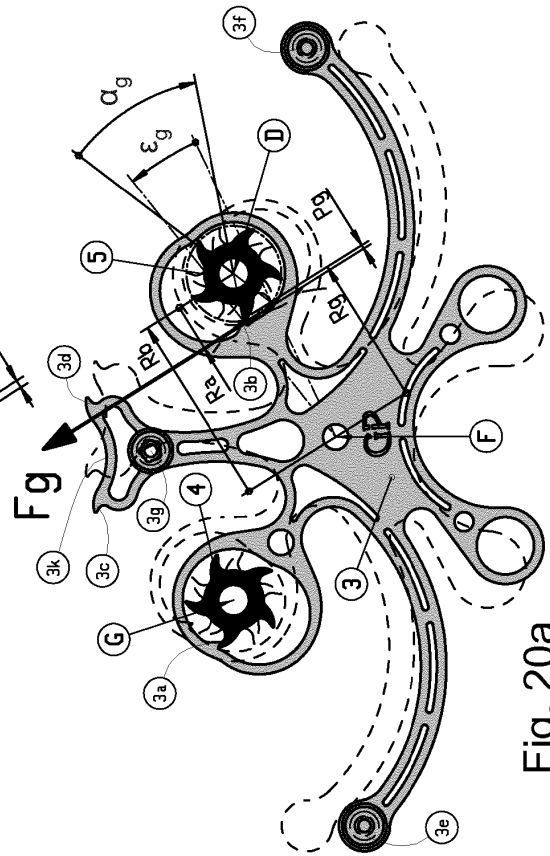


Fig. 20a

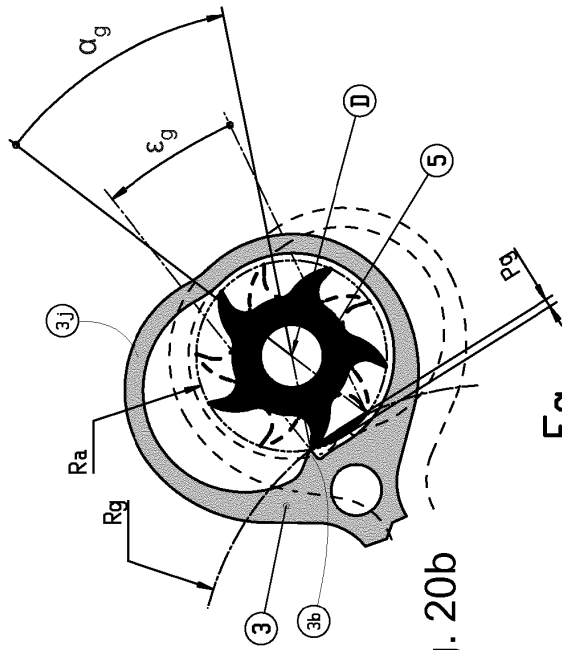


Fig. 20b

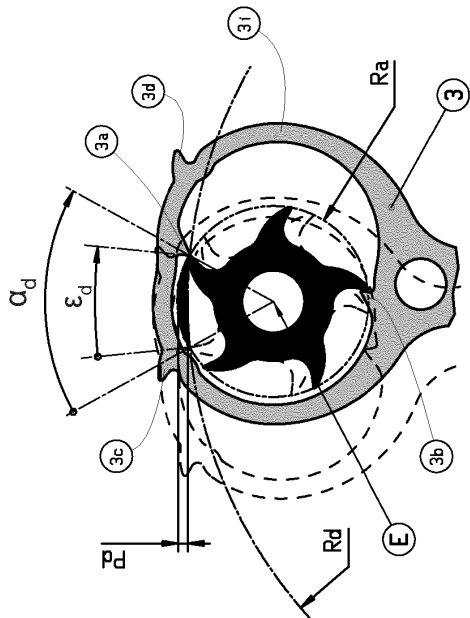


Fig. 21b

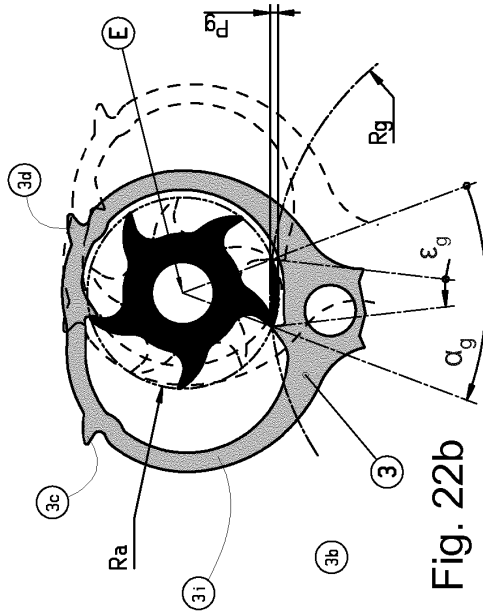


Fig. 22b

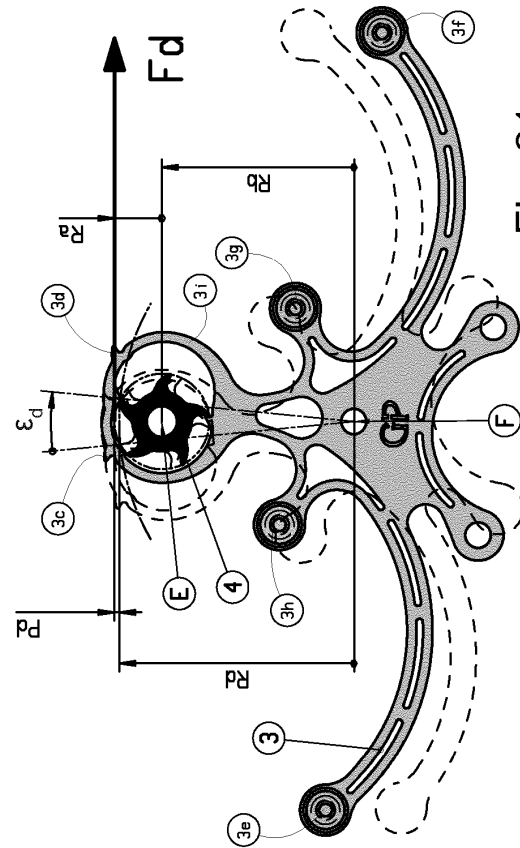


Fig. 21a

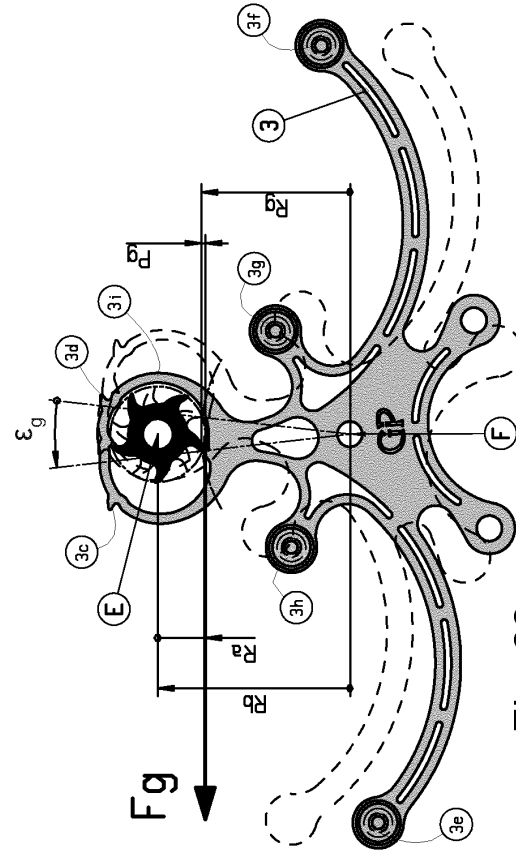


Fig. 22a

RÉFÉRENCES CITÉES DANS LA DESCRIPTION

Cette liste de références citées par le demandeur vise uniquement à aider le lecteur et ne fait pas partie du document de brevet européen. Même si le plus grand soin a été accordé à sa conception, des erreurs ou des omissions ne peuvent être exclues et l'OEB décline toute responsabilité à cet égard.

Documents brevets cités dans la description

- WO 9964936 A [0002]
- WO 2009118310 A [0002]
- CH 705674 [0002]
- CH 710925 [0003]
- WO 2018015146 A [0003]
- WO 2018002773 A [0004] [0006] [0010] [0037]
[0049]