Traité des échappements et des engrenages... par Claudius Saunier,...

Source gallica.bnf.fr / Bibliothèque nationale de France

Saunier, Claudius. Traité des échappements et des engrenages... par Claudius Saunier,.... 1855.

1/ Les contenus accessibles sur le site Gallica sont pour la plupart des reproductions numériques d'oeuvres tombées dans le domaine public provenant des collections de la BnF.Leur réutilisation s'inscrit dans le cadre de la loi n°78-753 du 17 juillet 1978 :
 *La réutilisation non commerciale de ces contenus est libre et gratuite dans le respect de la législation en vigueur et notamment du maintien de la mention de source.
 *La réutilisation commerciale de ces contenus est payante et fait l'objet d'une licence. Est entendue par réutilisation commerciale la revente de contenus sous forme de produits élaborés ou de fourniture de service.

Cliquer ici pour accéder aux tarifs et à la licence

2/ Les contenus de Gallica sont la propriété de la BnF au sens de l'article L.2112-1 du code général de la propriété des personnes publiques.

3/ Quelques contenus sont soumis à un régime de réutilisation particulier. Il s'agit :

 *des reproductions de documents protégés par un droit d'auteur appartenant à un tiers. Ces documents ne peuvent être réutilisés, sauf dans le cadre de la copie privée, sans l'autorisation préalable du titulaire des droits.
 *des reproductions de documents conservés dans les bibliothèques ou autres institutions partenaires. Ceux-ci sont signalés par la mention Source gallica.BnF.fr / Bibliothèque municipale de ... (ou autre partenaire). L'utilisateur est invité à s'informer auprès de ces bibliothèques de leurs conditions de réutilisation.

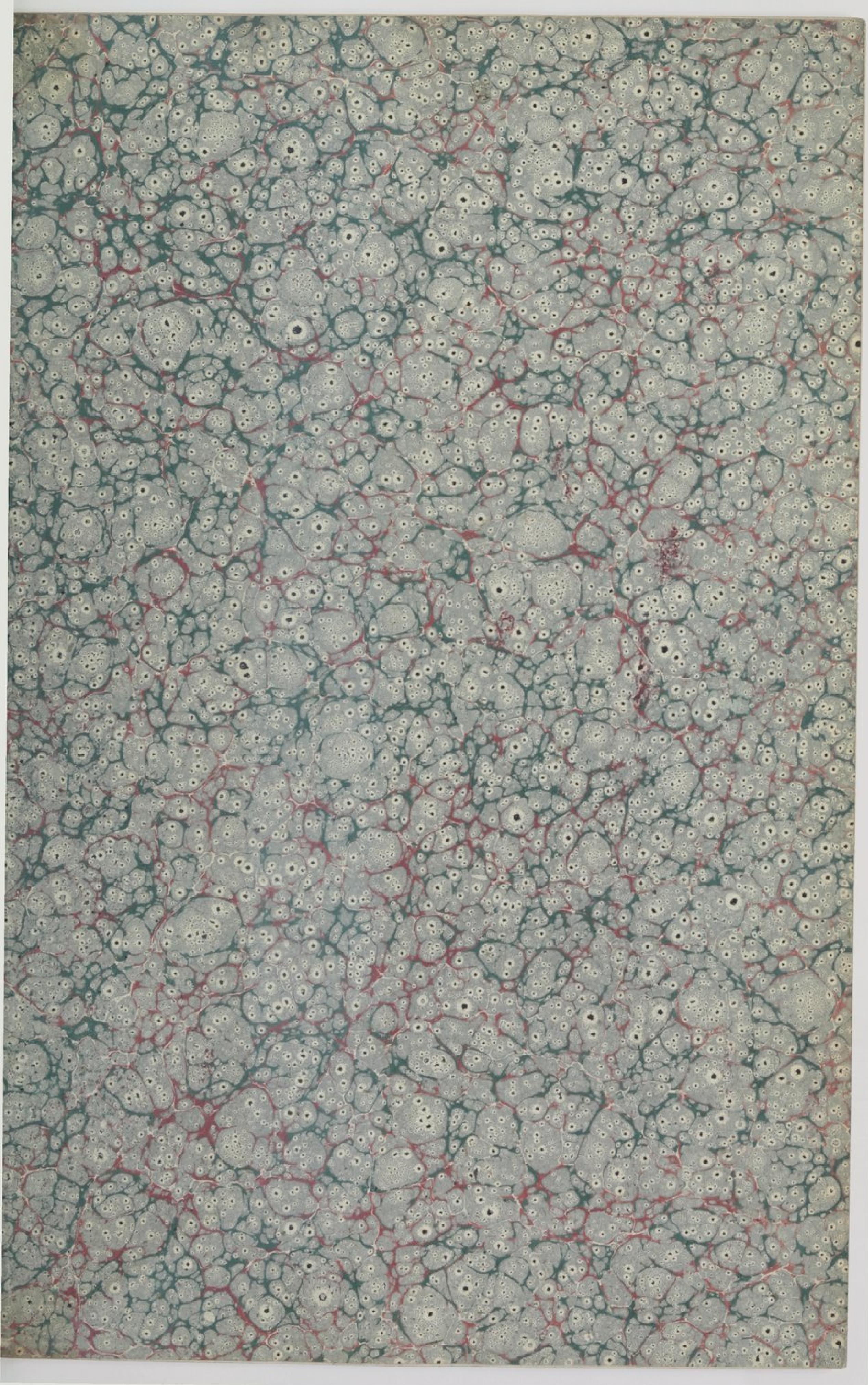
4/ Gallica constitue une base de données, dont la BnF est le producteur, protégée au sens des articles L341-1 et suivants du code de la propriété intellectuelle.

5/ Les présentes conditions d'utilisation des contenus de Gallica sont régies par la loi française. En cas de réutilisation prévue dans un autre pays, il appartient à chaque utilisateur de vérifier la conformité de son projet avec le droit de ce pays.

6/ L'utilisateur s'engage à respecter les présentes conditions d'utilisation ainsi que la législation en vigueur, notamment en matière de propriété intellectuelle. En cas de non respect de ces dispositions, il est notamment passible d'une amende prévue par la loi du 17 juillet 1978.

7/ Pour obtenir un document de Gallica en haute définition, contacter reutilisation@bnf.fr.

Source gallica.bnf.fr / Bibliothèque nationale de France



17330

TRAITÉ

DES

ÉCHAPPEMENTS

ET

DES ENGRENAGES

Par l'envoi (*affranchi*) d'un mandat sur la poste de 18 fr. à l'éditeur ou à l'auteur, rue Neuve-des-Petits-Champs, 19, le souscripteur reçoit (*franco*) le *Traité des échappements*.

C.

Paris. — Impr. Lacour et Cᵉ, rue Soufflot, 16.

TRAITÉ

DES

ÉCHAPPEMENTS

ET

DES ENGRENAGES

CONTENANT

Le résumé des principes d'après lesquels ils doivent être établis
et les détails d'exécution nécessaires aux horlogers qui veulent les construire en entier
ou seulement les réparer,

BIBLIOTHÈQUE IMPR.

PAR

CLAUDIUS SAUNIER

Ancien directeur de l'école d'horlogerie de Mâcon.

PARIS

DUFOUR, MULAT ET BOULANGER

LIBRAIRES-ÉDITEURS

Quai Malaquais, 21

—

1855

AU LECTEUR

Créer un livre utile et dont le besoin est avoué, par son secours aplanir les difficultés des études théoriques et de leur application aux travaux manuels; rendre l'instruction facile en mettant, pour ainsi dire, en regard l'un de l'autre le principe éclairci, simplifié, et le moyen d'exécution : voilà mon but.

Toute bonne méthode d'enseignement admet le libre examen, ce qui veut dire qu'elle doit se contenter de fournir, à ceux à qui elle s'adresse, des éléments suffisants pour que, d'eux-mêmes, ils puissent se former une conviction solide, basée sur un raisonnement juste et des preuves décisives. Cette méthode est celle que j'ai adoptée.

Tout en blâmant la répulsion que les ouvriers des fabriques éprouvent et témoignent contre tout ce qui, de près ou de loin, tient à la

théorie, on ne peut cependant se dissimuler que cette répulsion n'ait sa raison d'être dans les ténèbres dont la plupart des auteurs ont enveloppé leurs enseignements, et surtout dans les innombrables contradictions qui en ont été la suite. De ces contradictions, dont beaucoup n'étaient qu'apparentes, ont jailli des erreurs malheureusement propagées par des hommes de quelque réputation, mais peu éclairés, par conséquent, juges récusables dans de tels débats : tant il est vrai qu'il est souvent préférable d'ignorer complétement que de ne connaître qu'à demi, et qu'il vaut presque toujours mieux se laisser conduire au flambeau de la lumière naturelle, plutôt qu'à la fausse lueur d'un principe mal défini ou imparfaitement connu.

Qu'on me permette ici une comparaison vulgaire, mais qui rend nettement ma pensée. Suffit-il de confier à un homme, dont les mains sont douées de quelque habileté, un instrument harmonieux, pour que cet homme en tire des accords, des mélodies? Non. Le simple bon sens indique qu'il faut enseigner le maniement de l'instrument au musicien novice, et qu'il est nécessaire d'habituer son oreille à percevoir l'accord juste et à le distinguer de celui qui ne l'est pas. Le principe théorique, c'est l'instrument que les auteurs ont mis aux mains des praticiens, mais en oubliant trop souvent de leur donner l'intelligence de son usage.

Dans la mesure de mes forces, j'ai essayé de combler cette lacune, de tirer de l'ornière de la routine la génération des jeunes horlogers, de leur faire comprendre, contrairement aux préjugés enracinés au sein des fabriques, que les principes théoriques sont des guides sûrs et de puissants auxiliaires dans l'exécution. Si je réussis à épargner à quelques-uns d'entre eux les rudes déceptions d'une expérience toujours chèrement acquise, mon désir le plus vif sera accompli.

J'aurais été heureux qu'une plume plus exercée que la mienne eût exécuté ce travail. Mieux que personne je comprends la difficulté d'écrire purement sur de semblables matières. Aussi toute mon ambition d'écrivain peut être exprimée en deux mots : simplicité et clarté.

L'élégance et la pureté du style sont dignes d'être recherchées

même dans un traité élémentaire; mais c'est là surtout qu'il faut éviter de sacrifier le fond à la forme, et qu'il est bon de se souvenir que nous possédons un modèle du genre dans les recueils de Pierre Le Roi, recueils dont le style franc allie presque toujours la souplesse à la précision, ne dit que ce qu'il faut dire et le dit bien. Mais il est vrai que Pierre Le Roi était un homme supérieur.

Si des juges rigoureux blâment, et peut-être avec justice, les imperfections de ce livre, imperfections que je suis loin de méconnaître, par anticipation, voici ma réponse : Berthoud, Lepaute, etc., étaient aidés par des savants de premier ordre. Ces savants revoyaient, corrigeaient et enrichissaient les œuvres de ces horlogers. Aucun de ces bonheurs ne m'a été réservé : privé d'assistance et de conseils, j'ai dû accomplir seul la tâche du labeur quotidien qui subvient aux nécessités de la vie, et du labeur intellectuel qui prend pour lui les heures que la généralité des hommes consacrent à leur repos ou à leurs plaisirs.

Les fatigues de ce double travail expliqueront ces imperfections, si du moins elles ne les justifient pas, et j'aurais omis ce détail, dont je ne veux aucunement me prévaloir, s'il ne me donnait le droit de dire aux jeunes gens, à qui cet ouvrage est destiné, que ce n'est que par une étude approfondie, une volonté tenace, qu'ils parviendront à posséder un solide fonds d'instruction.

Parmi eux, s'il est quelques intelligences d'élite qui conservent et perpétuent la tradition des grands maîtres, quelques vrais artistes éclairés par les lumières d'un jugement sûr et animés par l'amour de l'art, qu'ils apprennent de bonne heure à se défier des opinions dont le succès n'a d'autre base que le ton tranchant de ceux qui les émettent; des idées dites *ingénieuses;* des théories nouvelles que l'expérience n'a pas sanctionnées, et qu'ils sculptent et gardent précieusement dans un coin de leur mémoire, après en avoir pénétré le sens profond, ces paroles d'un grand écrivain, paroles éternellement vraies appliquées à l'horlogerie : « Le génie, c'est la patience. »

Je ne terminerai pas cet avant-propos sans exprimer ma gratitude de l'accueil bienveillant que cette publication a reçu de la part des

vrais artistes. C'est pour moi une dette de reconnaissance. J'espère l'acquitter, s'il m'est donné de publier une seconde édition, en profitant, pour rendre ce traité moins imparfait, des observations qui me seront adressées à son sujet.

C. S.

Paris, rue Neuve-des-Petits-Champs, 19.

TABLE DES MATIÈRES.

Pag.

Au lecteur. 5

Table. 9

Errata. — Explication de quelques signes, termes, etc. 15

PREMIÈRE PARTIE.

TRAITÉ DES ÉCHAPPEMENTS.

INTRODUCTION A L'ÉTUDE DES ÉCHAPPEMENTS.

Préliminaires. 17

Division des échappements. 19

Principes généraux. 21

Du modérateur et du régulateur. 22

Puissance réglante (article complété par celui : Quantité de mouvement). 23

Arc de levée. — Arc supplémentaire. 24

Chutes.—Séparation des organes en contact.—Réduction des frottements (article complété par ceux de la tangente, des frottements rentrants, etc.). *id.*

Complications mécaniques. — De l'huile. 25

Quantité de mouvement. — La puissance réglante d'un balancier est en raison de sa quantité de mouvement. 27

Les vitesses des balanciers sont entre elles comme les diamètres 29

Tous les balanciers ayant même quantité de mouvement n'ont pas même puissance réglante. *id.*

Choix d'un balancier. 30

Des frottements. — Des frottements utiles. 33

Des frottements rentrants et sortants. 35

De la tangente des échappements. 36

De l'impulsion et du repos à la tangente. 37

Echappements à la tangente; roue de rencontre et cylindre. 39

Id. Duplex et ancre. 40

Erreur de quelques horlogers relativement aux échappements tangents (**72**). 41

Conclusion (**73**). — Les éléments du succès se trouvent dans l'ensemble et non dans telle propriété isolée, etc. 42

ÉCHAPPEMENT A ROUE DE RENCONTRE.

CHAPITRE I. — Préliminaires. 43

Qualités et défauts. 45

Proportions adoptées à différentes époques par Thiout,..... 47

F. Berthoud (48), Tavan (49), Moinet et M. Wagner. 50

Tableau comparatif des différences de ces auteurs. 52

Pag.

CHAPITRE II. — *Principes de l'échappement à roue de rencontre.* 53
De l'ouverture. 54
De la levée. 55
De l'arc supplémentaire. 56
Du recul. 57
Inclinaison des dents de la roue. 59
Considérations pratiques à l'appui des principes. 60
Résumé du chapitre II. 63
CHAPITRE III. — *Détails pratiques.*
De la verge : sa mesure, son polissage, etc. 64
De la roue de rencontre (soins pour sa construction, etc.). 65
Des pivots et des trous (en laiton). 67
Du balancier. 68
Du spiral (compléter cet article avec les nos **361, 362, 363**). 69
De la levée et du renversement. 70
Marquer les points de levée. — Entailler la coulisse. 71
De l'isochronisme avec échappement à roue de rencontre. 72
CHAPITRE IV. — *Des causes des arrêts et des variations* de l'échappement à roue de rencontre. 73

ÉCHAPPEMENT A CYLINDRE.

CHAPITRE I. — Préliminaires. 80
Qualités et défauts. 81
Dénomination des parties. — Fonctions de l'échappement. 83
CHAPITRE II. — *Proportions adoptées à différentes époques* par Jodin, Lepaute, Jurgensen (85), F. Berthoud,..... 86
Tavan (87), Moinet (88), M. Wagner. 89
Tableau comparatif des différences de ces auteurs. 91
CHAPITRE III. — *Principes de l'échappement à cylindre.*
De la forme des dents (citations de Jodin et Moinet). 92
Des inclinés droit et courbe. 94
Rôle du spiral pendant la levée. 97
De la levée réelle et de la levée apparente. 98
De la chute (son influence sur le réglage, etc.). 99
De la hauteur du plan incliné. 101
Des forces accélératrice et retardatrice. 104
Tableau des hauteurs relatives des plans inclinés. 106
De l'influence du poids du balancier sur la hauteur de l'incliné. 108
De l'ouverture du cylindre. 110
De la forme des lèvres. 111
Grosseur des axes. — Grandeur des roues. 115
Faits et considérations pratiques à l'appui des principes. 117
Résumé du chapitre III. 121
CHAPITRE IV. — *Détails pratiques.*
Mesure pratique de la hauteur de l'incliné. 122

Pag.

Détails pratiques sur la roue de cylindre. 124
Id. sur le cylindre. 127
De la piqûre du cylindre. 130
Vérification de la levée. 131
Vérification de la chute. 132
Des pivots. — Des trous en pierre (à compléter par le n° **354**). 134
Du spiral (à compléter par les n^os **361, 362, 363**). 137
Du balancier. — Des vibrations par heure. 139
Du renversement. 142
Des points de repère pour la levée des degrés. 144
Vérification pratique de l'échappement sur le compas. 145
Vérification de l'échappement en place. 149
Du réglage dans les positions horizontale et verticale (article à compléter avec les n^os **374, 389, 390**). 150
CHAPITRE V. — *Des causes des arrêts et des variations* de l'échappement à cylindre. 151
CHAPITRE VI. — *Pratique de la construction d'un échappement a cylindre.*
Construction de la roue. 161
Id. du cylindre. 173
Remarque sur le cylindre en pierre. 186

ÉCHAPPEMENT DUPLEX.

CHAPITRE I. — Préliminaires. 187
Dénomination des organes. 189
Jeu de l'échappement. 190
Des proportions adoptées par divers auteurs. — Tavan. — Jurgensen. — Moinet. — M. Wagner, etc., de la page 191 à 194
Tableaux comparatifs des différences de ces auteurs. 195
CHAPITRE II. — *Principes de l'échappement Duplex.*
Grosseur du rouleau. 196
Grande levée. — Longueur du doigt. 199
Proportion entre les diamètres des deux roues. 201
Position de la dent d'impulsion. 205
Petite levée. — Pénétration de la dent dans le rouleau. — De la coche du rouleau. 206
De la chute (dite première). 207
Résumé. 208
Dessiner un échappement Duplex. 209
CHAPITRE III. — *Détails pratiques et d'exécution.*
De la roue. 213
Exécution de la roue. 215
Des pivots et des trous (à compléter par les n^os **354, 357**). 218
Du spiral (à compléter par les n^os **361, 362, 363**). 220
Du balancier (à compléter par les n^os **389, 390**). 221
Vérification de l'échappement sur le compas. 223

Pag.
Vérification de l'échappement en place. 225
CHAPITRE IV. — *Des causes des arrêts et des variations* de l'échappement Duplex. 226
Observations finales. 235

ÉCHAPPEMENT A ANCRE.

CHAPITRE I. — Préliminaires. 237
Dénomination des parties. — Jeu de l'échappement. 239
Proportions adoptées à différentes époques. 242
CHAPITRE II. — *Principes de l'échappement à ancre.*
Déterminer le centre de l'ancre. 243
Du dégagement. — De l'impulsion. 244
Du tirage ou recul. 246
De la levée. — Hauteur des inclinés. — Position du bouton, etc. 248
De la forme des inclinés de l'ancre. 255
Forme et inclinaison des dents. 256
Largeur des becs de l'ancre et des dents de la roue. 258
De la fourchette. 259
Jeu du bouton dans l'entaille de la fourchette. 260
Grosseur du bouton. 261
Grandeur du plateau. 262
De la chute. — Ouverture de l'ancre. — Résumé. 263
Observations sur l'ensemble de l'échappement. 264
Dessiner un échappement à ancre. 265
Différences de construction. 269
Application des principes. — Calculer les proportions d'un échappement par les méthodes courantes. 271
Par les méthodes trigonométriques. 273
CHAPITRE III. — *Détails pratiques.*
De la roue. 275
Exécution de la roue. 277
De l'ancre. 279
Exécution du calibre de l'échappement (à completer par le n° **392**). 281
Exécution de l'ancre. 283
Fendage de l'ancre; faire le plateau, etc. 284
Ancre à levées couvertes. — Grosseur du rouleau. 291
Des pivots et des trous (erreurs concernant les trous en pierre. — Pivot conique, etc.) 292
Du spiral. — De l'isochronisme. — De la longueur du spiral. — De sa forme, etc. (à compléter par le n° **391**). 295
Du balancier. — Balancier ordinaire et compensateur. 300
Exécution du balancier compensateur. 302
Réglage par le balancier compensateur. 306
Du réglage pour l'usage civil. — Vérification de l'échappement sur le compas. 307
Vérification de l'échappement en place. 310

Pag.

CHAPITRE IV. — *Des causes des arrêts et des variations* de l'échappement à ancre. 313
Observation importante concernant l'échappement à ancre. 320

ARTICLES COMPLÉMENTAIRES.

De la compensation naturelle. 321
Du compensateur bi-métallique. 322
Du spiral trempé. 323
Note concernant le tracé d'un calibre d'ancre (**392**). 324

DEUXIÈME PARTIE.

TRAITÉ DES ENGRENAGES.

Calcul des vibrations. — Préliminaires. 325
Calculer les vibrations. 327
Calculer les heures de marche d'une montre. 330
INTRODUCTION A L'ÉTUDE DES ENGRENAGES.
Préliminaires. 332
Du levier considéré par rapport aux engrenages. — Du levier droit. 334
Rapport des forces et des vitesses. 336
Du levier courbe. — Application. 337
Décomposition des forces. 338
Résumé des principes applicables aux engrenages. 340
De la cycloïde et de l'épicycloïde. 341
Propriété de ces courbes. — Du choix de l'épicycloïde. 342
Comment la forme épicycloïdale satisfait aux conditions d'un bon engrenage. 343
Résumé. 344
Des cercles et des diamètres primitifs. 345
Du rapport des diamètres primitifs aux nombres des dentures. 346
Déterminer la grandeur des diamètres primitifs. 347
Des excédants. 348
De la menée avant et après la ligne des centres. 350
Des frottements rentrants et sortants. 351
Du jeu. — Extrait de Camus. 354
CHAPITRE I. — *Dessiner un engrenage.* 355
Observations concernant l'opération précédente. 358
Deuxième méthode pour trouver les longueurs proportionnelles des rayons primitifs. 360
CHAPITRE II. — *Détails généraux et pratiques.*
Méthode pour reconnaître si la menée est uniforme. 360
De la menée avant la ligne des centres aux pignons de bas nombres. 361
De la chute et des accotements. 362
Avantages qu'offre l'emploi des roues et des pignons très nombrés. 365
Imperfection des moyens employés pour déterminer la grosseur des pignons. 366

Pag.
Grosseur des pignons (méthode courante). 368
D'où provient la différence des mesures données pour la grosseur des pignons de montre et de pendule. 369
CHAPITRE III. — *Dimensions proportionnelles des dentures des roues et pignons.* — Observations préliminaires. 370
Proportions des pignons à frottement rentrant. 372
Pignon de 6, de 7, de 8, de 9 ailes. 373
Remarques concernant les pignons de bas nombres. 374
Proportions des pignons à frottement sortant. — Pignon de 10. *id.*
Observations concernant le pignon de 10. 376
Pignon de 11. — Pignon de 12. 377
Pignon de 14 et au dessus. — Observations générales se rapportant aux articles précédents. 378
CHAPITRE IV. — *Des causes de l'imperfection d'un engrenage,* etc. — Engrenages défectueux. 381
Effets qui résultent des mauvais engrenages. 382
Examen d'un engrenage. — Signes caractéristiques des défauts. 384
Vérifier un engrenage au tact (renvoi au bas de la page). 385
CHAPITRE V. — *Articles divers.*
Engrenage d'un pignon conduisant la roue. 386
Refaire une roue perdue, etc. 387
Engrenage de crémaillère courbe. 389
Engrenage de crémaillère droite. — *Id.* d'une roue de champ. 390
Engrenage d'une roue et d'un pignon à lanterne. 391

APPENDICE.

Renvois des articles **41** et **101**. — Egaliser la fusée. 392
Outil à mesurer l'ouverture des verges. — Justifier une roue de rencontre. 393
Compas à mesurer la hauteur des inclinés. *id.*
Compas rapporteur. — Compas d'épaisseur. — Micromètre. 394
Grammaire. — Rapporteur. — Tour-aux-colonnes. 395
Outil aux plans inclinés. — Outil à limer les canons, etc. 396
Compas de réduction. — Diviser une ligne droite en parties égales. 397
Tracer une épicycloïde par des points. *id.*
Tracer une épicycloïde à la roulette. — Liste des premiers souscripteurs. 398

ERRATA.

Page 39, ligne 12, après ces mots : plus loin de la ligne des centres, *ajoutez ceux-ci :* et se fera plus obliquement à cette ligne...

— 40, — 4 du nº **67**, après : sur la ligne des centres AB, *ajoutez :* ou près de cette ligne.

— 111, — 18, *supprimez* de.

— 273, — 13, *lisez :* la roue étant, etc.

— 284, — 11, *supprimez* le *b* de Q *b* P.

— 303, dernière ligne, *lisez :* il faut brasser la substance.....

— 310, ligne 30, *au lieu :* du centre de l'ancre et sur la platine, *lisez :* du centre du balancier et sur la platine, etc.

— 338, — 4, la parenthèse doit embrasser le chiffre romain entier (VII).

— 344, — 10, *lisez :* sont les moindres possible.

— 346, — 11 du nº **436**, *lisez :* en substituant les derniers aux premières.

— 357, — 20, *au lieu de :* on trace le diamètre primitif de la roue AB, *il faut lire :* on trace une portion du cercle primitif AB.

— 373, — 5 du nº **487**, *au lieu :* du diamètre primitif, *lisez :* du rayon primitif.

EXPLICATION

DE

QUELQUES TERMES ET SIGNES

EMPLOYÉS DANS LE COURS DE CE VOLUME.

La *circonférence* est une ligne courbe L C D F (*fig.* 1, *pl.* I) dont tous les points sont également distants d'un point intérieur O nommé centre.

Le *cercle* est l'espace enfermé dans la circonférence.

On voit en quoi diffère l'acception géométrique de ces deux mots que l'on confond fréquemment dans le discours. Par extension on appelle cercle l'anneau, ou portion de cercle, qui forme le limbe d'une roue ou d'un balancier.

Deux cercles A, B (*fig.* 1), décrits du même centre, sont dits cercles concentriques.

Toute portion de circonférence comme LC (*fig.* 1) est appelée un *arc* de circonférence, ou communément *arc de cercle*.

Une *corde* est une ligne droite *e g* (*fig.* 1) qui joint les deux extrémités d'un arc *e* F *g*.

Quand la corde passe par le centre du cercle elle devient un *diamètre*. Le diamètre est ainsi la ligne droite passant par le centre d'un cercle et s'arrêtant de chaque côté à la circonférence HN ou (LD, *fig.* 1). La grosseur précise d'un cylindre quelconque est donnée par son diamètre.

Le *rayon* d'un cercle ou d'une circonférence est la ligne droite tirée du centre à la circonférence (ON ou OD, *fig.* 1). Le diamètre est donc toujours composé de deux rayons et, réciproquement, le rayon est toujours la moitié du diamètre.

On est convenu de diviser la circonférence en 360 parties égales qu'on nomme des *degrés*. (Les mathématiciens la divisent actuellement en 400 : nous conservons l'ancienne division comme la plus généralement usitée.)

Les degrés s'expriment d'ordinaire par un chiffre surmonté d'un petit zéro en vedette. Les expressions 360°, angle de 20°, se lisent ainsi : 360 degrés, angle de 20 degrés.

Deux lignes qui se rencontrent forment un *angle*. Le point de rencontre ou d'intersection est le *sommet* de l'angle. En prenant ce sommet pour le centre d'un cercle, le nombre de degrés intercepté entre les deux lignes donne la mesure de leur écartement, c'est-à-dire l'ouverture de l'angle.

L'angle droit est mesuré par 90°.

Le signe + veut dire *plus*. Le signe × (qu'il faut prendre garde de confondre avec le précédent) signifie *multiplié par*. Le signe — se prononce *moins*, et le signe = exprime l'égalité.

La formule suivante :

$$20 + 15 \times 10 = 380 - 30,$$

se lit ainsi :

20 *plus* 15 *multiplié par* 10 *égale* 380 *moins* 30.

Une *proportion* géométrique se pose de cette manière : 50 : 10 :: 20 : 4, et se lit ainsi : 50 *est à* 10 *comme* 20 *est à* 4 ; ou bien encore :

50 *divisé par* 10 *égale* 20 *divisé par* 4.

Auquel cas on met la proportion sous cette forme :

$50/10 = 20/4$, même chose que $\frac{50}{10} = \frac{20}{4}$.

Une ligne droite qui tombe à angle droit sur une ligne ou sur un plan est dite *perpendiculaire* à cette ligne ou à ce plan.

Deux lignes sont *parallèles* lorsqu'à quelque point qu'on mesure leur écartement la distance est la même.

PREMIÈRE PARTIE

TRAITÉ DES ÉCHAPPEMENTS

INTRODUCTION

A L'ÉTUDE DES ÉCHAPPEMENTS.

BIBLIOTHÈQUE IMPÉRIALE IMPR.

PRÉLIMINAIRES.

1. L'ensemble de toute machine destinée à la mesure du temps se compose de deux parties distinctes : l'une, *le rouage*, qui, ainsi que son nom l'indique, est formée par une succession de roues, ou train d'engrenages, dont la fonction est de transmettre, en un point donné, une force motrice représentée par un poids ou un ressort ; l'autre, qu'on nomme *l'échappement*, est une espèce de mécanisme particulier adapté à la fin du train d'engrenages afin d'en modérer le mouvement trop rapide et de *régulariser* l'écoulement de la force motrice, qui, grâce à cet artifice mécanique, ne se dépense qu'avec la lenteur et l'uniformité voulues.

La théorie des engrenages devrait ainsi précéder la théorie des échappements. Nous commencerons cependant par cette dernière, comme étant celle que le plus grand nombre des horlogers désirent préalablement connaître. Mais nous ajouterons que ces deux théories se complètent l'une par l'autre, qu'il ne faut jamais tomber dans l'erreur trop commune de les isoler, et

qu'elles sont toutes deux d'une égale importance pour la précision et la durée du réglage des montres, etc.

2. Il est peu de partie de la mécanique qui ait autant exercé le génie et la sagacité des artistes que les échappements. Il n'est pas d'horloger de renom qui n'ait produit au moins le sien, si ce n'est plutôt les siens. Aussi estime-t-on à près de quatre-vingts le chiffre des échappements connus. Mais ce n'est pas ici l'embarras des richesses; dans ce grand nombre, à peine dix à quinze ont été conservés, et les autres, ainsi que le remarque judicieusement M. Moinet, sont plutôt des exemples de ce qu'il faut éviter que des modèles à suivre.

Ce résultat pouvait être prévu ; la majorité des artistes qui se sont crus dans l'obligation de doter leur époque d'un échappement particulier étaient dépourvus, ou à peu près, des connaissances mécaniques indispensables au sujet. Dans leur vanité d'habiles praticiens, ils s'étaient persuadé que la pratique seule, le génie de l'invention naturelle, ou plutôt quelque rencontre heureuse et fortuite, leur révélerait, bien mieux que l'étude approfondie des lois de la mécanique, les secrets de la mesure exacte du temps. Il résulta de cette erreur une foule de compositions fautives en principe, se ressemblant plus ou moins ; et même à plusieurs reprises, on vit des générations successives d'artistes, en poursuivant l'application d'une idée ingénieuse, mais erronée, recreuser l'ornière de leurs devanciers et tourner sans fin dans le même cercle vicieux.

3. Les échappements qui ont survécu, et c'est là un fait bien digne de remarque et que nous engageons les inventeurs à méditer, sont dus tous à des artistes bons mécaniciens, c'est-à-dire joignant à l'expérience que donne une pratique longue et assidue de solides connaissances théoriques.

---

4. Les échappements n'étant autre chose que des combinaisons et des jeux de leviers, ou des effets de plan incliné, nous ferons connaître, un peu plus loin, en vertu de quelles lois agit le plan

incliné, et l'on trouvera en tête du traité des engrenages ce qu'il est utile de savoir de la théorie du levier. Mais nous engageons fortement tous ceux qui en auront le loisir à approfondir ces deux sujets dans les livres spéciaux, car nous sommes obligé de nous borner ici à donner les notions indispensables à l'intelligence de cet ouvrage.

DIVISION DES ÉCHAPPEMENTS.

5. Communément on divise les échappements en trois classes principales qui peuvent elles-mêmes fournir de nombreuses subdivisions :

1° Les échappements dits *à recul*, de cette circonstance qu'à une certaine période de son action la roue prend un mouvement de recul très marqué. L'échappement à roue de rencontre dans les montres et quelques ancres de pendules présente cette particularité.

2° Les échappements dits simplement *à repos*, et ainsi nommés de ce que, sauf pendant l'acte de l'impulsion, la roue demeure immobile et la pointe appuyée soit contre l'axe même du balancier, soit contre une pièce accessoire concentrique à cet axe qui l'emporte dans son mouvement de rotation. Tels sont les échappements à cylindre et Duplex dans les montres, et les échappements à cheville et de Graham dans les pendules.

3° Enfin, les échappements *libres*, qui sont également à repos, mais dont le caractère principal consiste en ce que le balancier opère sa vibration, moins la très petite période de l'impulsion, dans une complète indépendance de la roue. Cette dernière ne fait plus repos sur l'axe de ce balancier, mais sur une pièce intermédiaire et isolée. L'échappement à ancre des montres et celui à détente appartiennent à cette catégorie.

6. On pourrait, à l'exemple de quelques auteurs, former une quatrième classe avec les échappements dits *à force constante* ou *remontoir d'égalité*, si la théorie et l'expérience ne s'accordaient à prouver que, sauf quelques cas rares et particuliers, l'em-

ploi de ces compositions, dispendieuses, difficiles à exécuter et à maintenir, offre des inconvénients qui ne sont balancés par aucun avantage sérieux.

---

7. Les échappements à recul sont les moins parfaits de tous. Le recul y sert quelquefois à corriger les inégalités de la force motrice, comme le prouve journellement l'emploi des petits ancres des pendules de cheminées; mais comme il ne peut avoir lieu qu'avec un frottement âpre et prolongé, et que tout grand frottement a pour inévitable résultat d'engendrer des causes de variation, il s'ensuit que la régularité des échappements à recul est inférieure à celle qu'on obtient en leur substituant ceux à repos.

8. Les échappements à repos corrigent assez bien les inégalités de la force motrice sans le secours de l'isochronisme, de la compensation et du réglage à toutes les températures. (Il est bien entendu qu'il n'est question ici que de l'usage civil.) Mais si les surfaces des repos sont réduites à très peu de chose, ces échappements perdent leurs propriétés correctrices. Si ces surfaces des repos dépassent, comme étendue, certaines limites, elles donnent naissance aux nombreuses causes de variations qu'amènent les grands frottements et l'usure des faces en contact qui en est la suite. La perfection possible réside dans un milieu qu'enseigne l'expérience, et dont la condition principale paraît consister dans un certain rapport, une sorte d'équilibre entre la grandeur, le poids du balancier et le rayon des courbes de repos. En un mot, c'est le problème compliqué dont la solution appartient à cette partie des études théoriques qui prend pour titre et pour objet la recherche de *la grosseur des axes.*

9. Les échappements libres sont supérieurs aux précédents, et c'est par eux que la plus grande précision peut être obtenue. Leurs oscillations s'accomplissant, sauf une très petite fraction, sans contact avec la force motrice, les frottements des repos

sont ainsi complétement annihilés. Mais ajoutons qu'une grande réduction des frottements emporte avec elle la nécessité de l'isochronisme par le spiral et de la compensation par le balancier. Ainsi, par exemple, l'échappement à détente est loin d'être le meilleur quand il est dépourvu de ces deux correctifs, tandis que celui à ancre, où les frottements sont beaucoup plus multipliés que dans le précédent, n'a pas besoin de posséder ces deux qualités accessoires au même degré pour donner d'excellents résultats quant à l'usage civil.

PRINCIPES GÉNÉRAUX.

10. Pour juger du mérite d'un échappement, soit ancien, soit nouveau, pour en prévoir les avantages ou les inconvénients, pour l'améliorer ou en changer la nature par d'habiles modifications, et ne pas retomber dans les constructions anciennes et abandonnées, il faut apporter dans l'étude des échappements, en outre d'un riche contingent d'observations recueillies dans l'examen raisonné des vieux modèles et dans un travail manuel long et régulier, une connaissance approfondie des conditions générales, physiques et mécaniques, exigée impérieusement par le sujet. L'ignorance sur ce point n'est pas permise à qui veut posséder à fond la matière, et moins encore à quiconque a l'ambition de produire, si ce n'est du bon, au moins du nouveau. Cependant elle est malheureusement très commune dans la classe des innovateurs.

Nous allons passer en revue, développer, mais succinctement, ces conditions et les principes généraux qui doivent diriger l'inventeur dans la création d'un échappement. L'intelligence du lecteur, que nous supposons familiarisé aux habitudes de l'horlogerie, en fera aisément l'application à tous les échappements qui sont en usage aujourd'hui, et nous terminerons cette introduction par des articles suffisamment étendus et dégagés d'abstractions mathématiques, sur *la tangente* des échappements, la *quantité de mouvement* des balanciers, les frottements utiles ou nuisibles, *rentrants* ou *sortants :* toutes questions capitales.

Du Modérateur et du Régulateur.

11. Dans les horloges où l'échappement est pourvu d'un pendule chargé d'une lourde lentille sur laquelle la pesanteur terrestre agit avec une puissance constamment égale, en vertu des lois de la *gravitation*, ce pendule est à la fois *modérateur* et *régulateur;* et l'on voit, tout de suite, que la suspension doit être disposée en vue de lui procurer la plus grande facilité à se mouvoir et à persévérer dans le mouvement, et que le rouage ne doit avoir à lui restituer, à chaque oscillation, que la faible quantité de force perdue, afin de troubler le moins possible cette action de la pesanteur, c'est-à-dire de la puissance la plus constante que la nature mette à notre disposition.

12. Il n'en est plus de même à l'égard du balancier annulaire des montres. La pesanteur n'agit plus sur ce balancier dans un sens favorable à l'entretien et à la régularité du mouvement, et il a fallu, en conséquence, chercher ailleurs une force régulatrice, que l'on a trouvée dans l'élasticité du *spiral*. D'où il résulte que le balancier annulaire est plutôt un *modérateur* et le spiral un *régulateur*, quoique tous deux, et à des degrés différents, participent de ces deux qualités.

13. Le balancier des montres, comme le pendule, doit être suspendu, c'est-à-dire rouler sur ses pivots, de façon à posséder une grande facilité à se mouvoir et à persévérer dans le mouvement. De même aussi que le pendule, et par l'effet des bonnes dispositions du reste de l'échappement, ce balancier ne doit avoir besoin d'emprunter au rouage que la force strictement nécessaire à l'entretien de ses excursions, afin de troubler, de gêner le moins possible les facultés du régulateur.

14. La liberté du balancier dépend, en général, du poids proportionné de ce balancier, de sa masse toute à la circonférence et non au centre, de la forme donnée aux parties frottantes, qui doivent toujours être disposées en vue de la conservation de l'huile aux points de contact, de la grosseur et de la forme des pivots, de l'épaisseur et de la forme des trous; car remarquons

en passant que le pivot trop court ou le trou trop mince, c'est-à-dire dont la paroi offre trop peu de surface, procurent un frottement plus grand que s'ils se trouvaient l'un plus long, l'autre plus épais (lire l'art. **97**).

Puissance réglante.

15. La puissance réglante d'un balancier est en raison de sa quantité de mouvement; or, comme nous le verrons plus loin, la quantité de mouvement étant le produit de la masse multipliée par la vitesse, il est clair que de deux balanciers le meilleur sera celui qui au plus grand poids joindra une plus grande rapidité de marche. Mais il y a pour limites à cette règle : la fragilité des axes, car nous savons qu'il faut éviter de les faire trop gros et surtout trop lourds ; la crainte de créer une source de frottements destructifs ou tout au moins inutiles, enfin la difficulté de régler dans toutes les positions avec un balancier très pesant.

---

16. Plus un corps a de masse (de poids resserré sous un petit volume), et plus il a de facilité, en vertu des lois de *l'inertie*, à persévérer dans le mouvement qu'on lui a communiqué. Il n'est aucune personne, même parmi les plus étrangères aux études mécaniques et aux lois du mouvement, qui ne sache très bien qu'on ne lance jamais une plume aussi loin qu'une balle de plomb, en supposant les deux efforts identiques. On comprend sans peine, d'après ce simple exemple, qu'un balancier de médiocre dimension subira bien moins l'influence des secousses du *porter*, de la résistancee de l'air et des huiles, qu'un balancier beaucoup plus grand quoique de même poids. Mais nous verrons plus loin que plus un balancier devient petit, et plus il est nécessaire d'en augmenter le poids, puisque la vitesse à la circonférence diminue comme le diamètre, et que l'on finit par tomber dans l'inconvénient des balanciers beaucoup trop lourds. On voit ici clairement que la grandeur et le poids d'un balancier ne

sont jamais deux quantités précises, absolues, mais qu'elles sont enfermées entre deux limites peu éloignées que l'expérience fait découvrir. (Le complément de cet article se trouvera plus loin sous ce titre : ***De la quantité du mouvement.***)

Arc de levée. — Arc supplémentaire.

17. L'oscillation totale d'un balancier se subdivise en deux parties distinctes : l'une où ce balancier reçoit directement l'impulsion de la force motrice, et qu'on nomme *l'arc de levée* ou simplement *la levée ;* c'est à cette impulsion que le modérateur doit l'entretien de son mouvement ; l'autre partie, qu'on appelle *l'arc supplémentaire* de ce qu'il faut l'ajouter à la levée pour compléter la vibration totale, est indépendante de la force motrice ou ne lui est soumise que faiblement et d'une façon indirecte.

18. L'arc de levée subit toutes les inégalités de force du moteur; l'arc supplémentaire en opère la correction, du moins en grande partie. L'arc supplémentaire doit donc être très grand par rapport à celui de levée, et de deux échappements, le meilleur sera celui qui, après avoir donné au balancier l'impulsion nécessaire à la continuation de son mouvement, lui laissera décrire les plus grands arcs supplémentaires.

Chutes. — Séparation des organes en contact. — Réduction des frottements.

19. Les chocs (ou chutes) doivent être les moindres qu'il se pourra, la théorie et l'expérience s'accordant à reconnaître qu'ils sont une cause d'usure et de perturbation ; et il faut se souvenir, à leur sujet, de cette loi de la physique qui nous apprend que toute action provoque une réaction d'égale intensité.

20. Les organes s'appuyant les uns sur les autres doivent se quitter par un effet de glissement, et non par une séparation brusque et perpendiculaire, ce dernier cas donnant lieu à l'inconvénient des résistances variables, suivant le plus ou moins d'adhérence ou de collement des surfaces.

21. Pour éviter la destruction et les irrégularités auxquelles les grands frottements donnent naissance, il faut :

1° Faire opérer le repos, ainsi que la levée d'un échappement, à *la tangente*, ou, si la chose n'est pas possible, sur le point qui en sera le plus rapproché.

2° Éviter avec soin les *frottements rentrants*, c'est-à-dire ceux qui agissent avec tendance à l'arc-boutement.

Ces deux conditions, étant d'une extrême importance, méritent d'être traitées à part et avec détails, ainsi que nous allons le faire bientôt.

Complications mécaniques.

22. La complication des effets, la multiplication des organes est à peu près toujours un défaut, puisqu'elle augmente les causes d'anomalies en multipliant les résistances, les chutes, les contacts ou adhérences, les frottements, etc. Si l'on remarque, en outre, que les points de contact s'altèrent, se déforment plus tôt les uns que les autres, que l'état moléculaire des surfaces frottantes varie suivant les pressions subies, la chaleur, etc., que le degré de fluidité des huiles change continuellement, que les corps qui ont de l'épaisseur sont impressionnés moins promptement par les changements de température que ceux qui sont minces, etc., on reconnaît qu'on ne fait, en compliquant les machines destinées à la mesure du temps, que créer une source de variations continuelles, dont il sera difficile, pour ne pas dire impossible, d'apprécier les intensités relatives, et, par conséquent, de trouver les compensations. En résumé, la simplicité élégante et sûre sera toujours, en fait d'échappement et dans la mécanique en général, la vraie mesure du génie et le comble de la perfection.

De l'huile.

23. L'huile est nécessaire aux échappements et, si ce n'est à toutes les surfaces en contact, au moins au plus grand nombre. La disposition générale et la forme donnée aux points frottants

doivent être telles que l'huile puisse être logée en quantité suffisante, ne pas être emportée des endroits où sa présence est indispensable, ni attirée par les corps voisins. Ces avantages sont obtenus :

1° *Pour les pivots :* — Quand on a la précaution de laisser les réservoirs assez profonds, les tigerons des axes dans la forme dite *en tête*, les contours intérieurs des trous, et extérieurs quand ces trous sont pourvus de contre-pivot, arrondis en *goutte-de-suif*, avec un *jour* imperceptible entre le dessous du trou et le contre-pivot. Par ces dispositions, l'huile, en vertu des lois de l'attraction des corps, ne montera pas à l'axe, mais restera partie dans le réservoir et partie suspendue au centre de la goutte-de-suif, ou tétine. A mesure que l'huile du pivot se desséchera, celle répandue sur le contre-pivot rentrera dans le trou par un effet de capillarité.

2° *Pour les dents des roues d'échappement :* — En tenant ces dents larges ou épaisses de la tête seulement, afin qu'elles offrent une masse assez considérable pour paralyser l'attraction que le champ de la roue exerce sur l'huile; ou bien, et toujours en vue d'arriver au même but, en faisant ces dents longues et effilées. Elles n'enlèveront pas alors l'huile des repos.

En règle générale, les surfaces d'une certaine étendue et qui ne sont pas contiguës à des masses d'un volume relativement beaucoup trop fort, les points de contact formés *en tête*, c'est-à-dire en massifs isolés, les réservoirs profonds, les creusures, etc., sont les moyens ou précautions efficaces non-seulement pour conserver l'huile aux places frottantes, mais pour qu'elle y revienne quand elle en a été repoussée par le jeu des pièces.

24. Rendons tout ceci sensible par un exemple.

Le principe géométrique de l'échappement à virgule le fait regarder comme supérieur à celui à cylindre, qui cependant va mieux et surtout plus longtemps, parce qu'il a sur le premier cet immense avantage que l'huile reste aux places frottantes. Nous comprendrons cela sans peine si nous remarquons : que le cylindre présente une grande surface où une couche d'huile demeure facilement; que les dents de sa roue s'offrent en masses

élevées et séparées du champ par des supports minces; qu'ainsi l'huile, à moins d'une maladresse de l'ouvrier, ne descend pas sur le champ de la roue, et qu'enfin par la disposition générale et le jeu de l'échappement il se produit un échange continuel du liquide de la roue à celui du cylindre.

Dans l'échappement à virgule, au contraire, l'huile, que l'on ne peut mettre qu'en petite quantité, abandonne facilement le repos et est entraînée le long du bras de levée pour passer partie sur le derrière ou les côtés de ce bras, et partie aux dents de la roue. Ces dents, étant des chevilles implantées dans un champ ou sur des supports présentant une masse attractive considérable, doivent recevoir infiniment peu d'huile et par conséquent éprouver un desséchement rapide. Si pour éviter ce desséchement trop prompt, on met l'huile en quantité suffisante afin qu'elle puisse conserver sa fluidité assez longtemps, elle descend au champ de la roue, et le résultat est le même, c'est-à-dire que l'échappement ne tarde pas à fonctionner *à sec*, ou à peu près, et que la destruction et les irrégularités en sont l'inévitable suite.

DE LA QUANTITÉ DE MOUVEMENT.

La puissance réglante d'un balancier est en raison de sa quantité de mouvement.

25. Tout corps lancé contre un obstacle frappe cet obstacle avec d'autant plus de force que le corps frappant est plus lourd et que sa vitesse au moment du choc est plus grande.

La puissance de ce choc est égale au poids du corps multiplié par sa vitesse. C'est ce produit qu'on a désigné en mécanique par l'expression de *quantité de mouvement* (1).

La quantité de mouvement d'un corps est donc la puissance dont ce corps est doué lorsqu'il se meut, et avec laquelle il peut briser, écarter, surmonter une force quelconque qui lui fait obstacle.

(1) Dans certains cas la quantité de mouvement est représentée par un autre produit, mais dont nous ne nous occuperons pas ici, parce qu'il est inutile à la solution cherchée.

26. Un balancier d'échappement n'étant autre chose qu'un corps en mouvement et qui a sans cesse des résistances à vaincre, il est clair que plus sa quantité de mouvement sera considérable, plus il aura de puissance pour surmonter les résistances de l'air, de l'épaississement des huiles, des frottements, etc.; et plus il offrira de puissants éléments de régularité. L'expérience fait voir, en effet, que le pouvoir réglant des échappements est en rapport avec la quantité de mouvement de leur balancier.

27. Si l'on met en regard les uns des autres un certain nombre d'échappements de montres moyennes à roue-de-rencontre et à cylindre, battant le même nombre de vibrations dans le même temps, on remarque, tout d'abord, que les balanciers ne sont pas très différents quant au poids et au diamètre, mais qu'ils parcourent dans le même temps, ceux à roue de rencontre un demi-tour et ceux à cylindre trois quarts de tour. Ces derniers sont donc doués d'une plus grande rapidité de marche, et le produit des poids par les vitesses démontre que c'est le balancier du cylindre qui possède la plus grande quantité de mouvement, et que cet échappement doit mieux régler que l'autre.

28. Les balanciers des échappements à ancre et Duplex sont incomparablement plus pesants que ceux du cylindre et parcourent de beaucoup plus grands arcs de vibration dans le même laps de temps. Leur quantité de mouvement est aussi très supérieure, et la régularité qu'ils procurent aux montres suit la même progression.

29. Enfin, le balancier de l'échappement à détente avec ses lourdes masses compensatrices est animé d'une quantité de mouvement qui dépasse toutes celles dont nous venons de nous occuper, et l'on sait l'admirable précision qu'on obtient par l'emploi de cet échappement.

30. De ce qui précède on conclura :

1° *Qu'il faut disposer le balancier en vue de lui procurer la plus grande quantité de mouvement que permet la nature de l'échappement employé ;*

2° *Que de deux échappements, comparés l'un à l'autre, ce-*

lui dont le balancier sera animé d'une plus grande quantité de mouvement aura la plus grande puissance réglante.

Les vitesses des balanciers sont entre elles comme les diamètres.

31. Le plus ou moins de vitesse du balancier dépend de deux causes :

1° Du nombre de vibrations qu'il accomplit dans un temps donné. (Pour les montres portatives de grandeur moyenne, l'expérience a fait fixer ce nombre à cinq par seconde de temps.)

2° De la grandeur adoptée pour ce balancier.

En effet :

La vitesse s'évalue par l'espace que parcourt le champ du balancier et non pas par l'angle ou l'arc de vibration. Pour exemple, considérons les deux balanciers A et B (fig. 1, planche 1), dont les diamètres sont entre eux comme 2 et 1 : nous voyons qu'à chaque vibration de 90°, c'est-à-dire enfermée dans l'angle COD, le point M du balancier B aura parcouru l'arc de cercle MN, tandis que le point C du balancier A aura décrit l'arc CD, qui est précisément le double de l'arc précédent, comme le diamètre LD est le double de HN.

32. En supposant le *même nombre de vibrations dans le même temps*, le rapport des diamètres représente exactement le rapport des vitesses. On peut dans le calcul employer indifféremment l'un pour l'autre.

Tous les balanciers ayant même quantité de mouvement n'ont pas même puissance réglante.

33. Supposons qu'une montre ait été réglée avec trois balanciers ayant 1, 2, 4 centimètres de diamètre, chaque grandeur étant doublée de la précédente (fig. 2, planche 1). Les chiffres représentant les vitesses, il faut les multiplier, pour en obtenir le même produit, le premier par 4, le second par 2, et le troisième par 1. En conséquence, le poids du balancier moyen doit être double de celui du plus grand balancier, et le poids du plus

petit quadruple, afin que tous trois aient la même quantité de mouvement.

Le petit balancier, offrant le poids le plus considérable sous le moindre volume, possède au plus haut degré la faculté de persévérer dans le mouvement, et subit moins que les autres la résistance de l'air; mais, comme nous venons de le voir, il pèse quatre fois plus que le grand et nécessite ainsi l'emploi d'une force motrice plus considérable; il augmente la somme des frottements, rend l'usure plus prompte et le réglage du *plat au pendu* plus difficile; en un mot il est trop lourd.

Quant au grand balancier, puisqu'il ne présente sous une étendue quadruple que le quart du poids du précédent, il est clair qu'une bonne partie de son poids total se trouve dans les rayons et le centre, et que, forcément, le champ ou limbe ne peut être qu'étroit et mince. Un tel balancier, ayant très peu d'inertie, subit facilement l'influence des résistances de l'air, des secousses du *porter*, de l'épaississement des huiles, etc.; évidemment il est trop léger.

Le choix ne pourra donc s'arrêter que sur le balancier moyen. Ce résultat nous fait voir que le mieux, et ici l'expérience et la théorie sont d'accord, se trouve toujours dans un certain milieu où sont combinés en heureuse proportion le poids et la grandeur, ou vitesse.

Choix d'un balancier.

34. En règle générale, quand on veut connaître les dimensions qu'il convient de donner à un balancier, il faut préalablement déterminer le plus grand poids qu'il peut avoir sans inconvénient pour la durée et la solidité de l'échappement, et sans laisser à craindre la rupture des pivots par les fortes secousses. Il faut, en outre, pour que le départ de l'échappement soit facile, que ce poids soit en rapport avec la force motrice et le nombre des vibrations en un temps donné : car on ne doit pas oublier que le mouvement des corps lourds, en vertu des lois de

l'inertie, ne peut pas être modifié avec la même facilité que celui des corps légers.

35. On déduit la pesanteur d'un balancier, soit d'expériences bien faites et répétées, soit plus facilement de l'examen d'un grand nombre de montres bien réglées dans toutes les positions et ayant leurs balanciers en parfait équilibre. Les faiseurs de chronomètres, qui ont pour eux l'expérience de plusieurs générations d'artistes, savants, habiles praticiens et bons observateurs, ne se trompent pas dans ce choix, et savent très bien par le calcul déterminer à l'avance et à très peu près la pesanteur qu'il convient de donner à leur balancier.

36. Le poids d'un balancier étant connu, on étend son diamètre le plus possible, afin d'augmenter la vitesse à la circonférence, et par suite la quantité de mouvement. Il n'y a de limite à cet agrandissement que la précaution de laisser une suffisante largeur et épaisseur au champ du balancier; car on comprend sans peine que la pesanteur totale de ce balancier ne variant pas, si on augmente l'étendue outre mesure, le champ devient mince et étroit, et la plus grande partie du poids réside alors dans les trois bras, ainsi que dans la portion pleine laissée au milieu : point de jonction de ces bras ou rayons. Le centre de percussion (1) d'un tel balancier, au lieu d'être placé dans le champ même, se trouverait sur les rayons, ce qu'il faut éviter avec soin, parce que la puissance réglante en serait beaucoup affaiblie. C'est la même raison qui fait recommander de ne charger un balancier que sur le contour du limbe et de ne laisser au centre et sur les trois rayons que la matière indispensable à la solidité.

37. En vertu des principes précédents, on obvie à la nécessité où l'on peut se trouver d'employer un balancier trop léger par rapport aux résistances qu'il doit surmonter, en augmentant

(1) Le centre de percussion d'un corps en mouvement est le point où ce corps agit avec sa plus grande énergie comme puissance ou résistance, c'est-à-dire, avec la moindre décomposition de force. Dans un marteau plus le manche est léger et plus le centre de percussion se rapproche du centre de la masse ou tête du marteau. Dans une barre de fer inflexible, dont on se sert pour frapper, le centre de percussion s'éloigne peu des deux tiers de la longueur.

le nombre des vibrations par heure, afin d'obtenir un surcroît de vitesse (ainsi que cela se pratique pour les très petites montres). Des expériences modernes ont prouvé qu'une assez grande augmentation de vitesse aux derniers mobiles d'une montre ne produit pas une augmentation sensible dans les frottements, ainsi qu'on le croyait autrefois.

38. Dans la pratique, l'examen attentif et raisonné d'un certain nombre d'échappements bien réglés dans toutes les positions, avec des balanciers d'équilibre sur leurs pivots, révèlera à l'ouvrier observateur les grandeurs et les poids auxquels il devra s'arrêter pour chaque dimension moyenne de montre, et le rendra apte à juger au coup d'œil, et avec une suffisante justesse, de la puissance réglante d'un balancier.

39. Un balancier réglant bien, on peut, suivant les exigences du calibre adopté, augmenter un peu le poids en diminuant le diamètre, ou agrandir légèrement ce diamètre en diminuant le poids, mais toujours de façon à lui conserver, dans l'un ou l'autre cas, au moins la même quantité de mouvement.

40. Il serait plus facile qu'on ne le pense généralement de dresser des tables donnant la grandeur et le poids qu'il conviendrait d'affecter aux balanciers de chaque espèce d'échappement, et en rapport avec les dimensions moyennes des montres en usage aujourd'hui ; mais ce travail ne peut être fait que par un artiste bien maître de son sujet, sous les deux aspects théorique et pratique, et ayant assez de fortune et de loisir pour faire de bonnes et sérieuses expériences. A la manière dont l'art de l'horlogerie est encouragé et surtout rétribué, il y a grand risque à ce que ces tables se fassent attendre longtemps.

41. On a vu plus haut (article **25**) que la quantité de mouvement des balanciers s'estimait en multipliant le poids par la vitesse. Quelques auteurs disent par le carré de la vitesse. Nonobstant leur opinion, nous maintenons la première assertion pour la bonne, et une note qu'on trouvera dans l'appendice fera voir sur quelle loi de la mécanique elle est appuyée.

BIBLIOTHÈQUE IMPÉRIALE IMPR.

DES FROTTEMENTS.

Des frottements utiles.

42. Les horlogers, en presque totalité, ont admis comme principe qu'il faut, dans la plupart des échappements, s'attacher de préférence à rendre les frottements doux et uniformes, plutôt que de chercher à les anéantir. Quelques-uns cependant voient encore dans les frottements, partout et toujours, une cause perpétuelle de variation et de destruction, et pour ces derniers artistes, le comble de la perfection résiderait dans la suppression complète de tout frottement.

Les premiers disent : « L'expérience prouve que dans nombre de cas une certaine somme de frottements corrige en partie les inégalités de la force motrice. Les échappements qui règlent le mieux ne sont pas toujours ceux où les frottements sont les moindres. » Et l'expérience leur donne raison.

Les seconds répliquent : « La théorie démontre que les variations de réglage sont en raison de l'étendue des frottements, et si l'opinion ci-dessus avait quelque valeur, on expliquerait difficilement la régularité si extraordinaire qu'on obtient des montres marines; car dans ces pièces les frottements de l'échappement sont réduits autant que possible, et même complétement annihilés pendant les arcs supplémentaires. »

Nous répondrons à ces derniers qu'ils prennent pour vérité absolue une vérité relative; que la théorie ne prouve aucunement l'exactitude de leur assertion, et que les raisonnements, même les plus spécieux, ne sauraient prévaloir contre l'expérience de plus d'un siècle des échappements à repos; qu'enfin pour ressusciter un préjugé, il faut ignorer ce que ne font aucune difficulté de reconnaître les faiseurs de chronomètres, à savoir que les échappements où les frottements sont réduits à très peu de chose ne se règlent qu'à la condition d'être pourvus du spiral isochrone et d'une parfaite compensation, accessoires dispendieux dont se passent les échappements à cylindre, Du-

plex, etc., tout en donnant d'excellents résultats quant à l'usage civil. Nous ajouterons même, sans craindre d'être démenti par l'expérience, que, dans la plupart des échappements à l'usage civil, une certaine somme de frottement non-seulement n'est pas nuisible, mais est utile, et que toute la question, d'accord en cela avec l'opinion commune, se réduit alors à la recommandation de rendre ces frottements uniformes et le moins destructifs de la matière qu'il est possible.

Nous pourrions multiplier les preuves à l'appui de cette vérité, nous nous bornerons aux suivantes qui sont décisives.

43. Si l'échappement à roue de rencontre est garni de trous ou de palettes en rubis, que sa roue de champ soit pourvue de contre-pivots, ou que les pivots de son balancier aient une grande finesse, toutes précautions propres à diminuer les frottements, il se règle avec difficulté, la plupart du temps pas du tout, ou seulement pendant des laps de temps plus ou moins courts.

44. Dans les conditions actuelles des montres, l'échappement à cylindre, si le cylindre est d'un très petit diamètre, ce qui diminue le frottement des repos, donne de mauvais résultats. Le cylindre en pierre, où les frottements sont plus doux que sur métal, règle généralement moins bien que le cylindre en acier quand tous deux viennent d'être fraîchement nettoyés. Il arrive fréquemment qu'il ne faut pas moins d'un mois ou deux, et même plus, pour obtenir du cylindre en pierre un réglage passable, résultat final qui coïncide toujours avec une augmentation dans la consistance de l'huile.

45. L'échappement à double virgule, où le repos est très réduit, règle rarement bien sans le correctif de la fusée.

46. L'échappement Duplex, lorsqu'il est établi selon les principes et avec soin, est supérieur pour la régularité de sa marche à celui à cylindre ; les frottements y sont cependant au moins du double plus considérables que dans le dernier.

47. Enfin, parmi les échappements libres, celui à ancre, qui est un des meilleurs, se trouve précisément être l'un de ceux où les frottements sont le plus considérables et le plus multipliés; ce qu'il est facile de comprendre si l'on fait attention à la

pesanteur du balancier, aux six pivots de l'échappement, au *tirage* ou recul de la roue, à la pression et aux frottements produits par le passage de la dent sur les inclinés des leviers, et par celui du doigt dans l'entaille de la fourchette, enfin à la quantité d'huile qu'exigent les nombreux points de contact, et dont l'épaississement, avec le temps, augmente les propriétés résistantes.

Tandis que, malgré cette somme considérable de frottements, les montres à ancre conservent une grande régularité dans leur marche, nous voyons la plupart des pièces civiles pourvues de l'échappement libre à détente, où les frottements sont beaucoup moindres, faire le désespoir des repasseurs et rhabilleurs. Une bonne moitié au moins de ces sortes de montres, quoique exécutées par les plus habiles ouvriers des fabriques, se règlent difficilement, font des écarts de temps à autre. Pour obtenir de cet échappement tout ce qu'il peut donner, il faut, ainsi que nous l'avons déjà dit, le pourvoir d'un balancier compensé, de fait, et non pas seulement de nom, comme tous ceux, si mauvais, que les fabriques mettent à profusion dans le commerce, et du spiral isochrone. Mais ces applications ne peuvent être faites que par les régleurs de chronomètres, ouvriers d'élite, rares, spéciaux, et qui seuls sont exercés de longue main aux pratiques de ce réglage lent, difficile, coûteux, et par là complétement en dehors des habitudes et des nécessités de l'horlogerie civile.

Des frottements rentrants et sortants.

48. Les frottements se classent, suivant leur nature, en frottements *rentrants* ou *sortants*.

49. Lorsque le frottement s'opère entre deux pièces dont l'une AB (*fig.* 3, *pl.* I) pousse l'autre en la rapprochant de la ligne qui passe par les centres de mouvement A, C, et qui est nommée de cette circonstance *ligne des centres*, le frottement est dit *rentrant*. Ce frottement est très âpre, parce qu'il a lieu à rebroussement et avec tendance à l'arcboutement, et que par

ce fait les organes sont fortement poussés hors des centres, d'où résulte une pression considérable exercée sur les axes et, par conséquent, sur leurs pivots. On voit de suite qu'il en naîtra les deux défauts suivants : 1° destruction plus rapide par l'effet des frottements très rudes ; 2° emploi d'une force motrice plus grande que celle nécessaire pour produire l'effet utile, et afin de surmonter l'excès de frottement et de parer à la puissance perdue par une action oblique.

Le frottement rentrant doit donc être évité ou adouci le plus possible. (*Voir* l'article *Décomposition de force*, en tête du traité d'engrenage, et dans le cours du même traité, l'autre article ayant pour titre : *Des frottements rentrants et sortants.*)

50. Lorsque l'organe actif presse l'autre, non plus avec une tendance à le rapprocher de la ligne des centres, mais, au contraire, en l'en éloignant (comme LN pousse MH, *fig.* 4, *pl.* I, les flèches indiquant la direction du mouvement), le frottement est dit *sortant*. Ce frottement est beaucoup plus doux, et la pression sur les axes est bien moindre que dans l'autre cas. D'où l'on voit que si l'on pouvait substituer le frottement *sortant* au frottement *rentrant*, la destruction des surfaces serait bien moins rapide, et l'effet cherché pourrait être produit avec une force réduite de beaucoup.

L'article qui suit va faire connaître à quelle classe de frottements appartiennent celui de la levée et celui du repos de chacun des échappements dont nous nous occupons.

DE LA TANGENTE DES ÉCHAPPEMENTS.

51. En géométrie on appelle ligne *tangente* à un cercle une ligne droite AB (*fig.* 5, *pl.* I), perpendiculaire à l'extrémité du rayon CA et qui, par conséquent, ne peut toucher le cercle qu'en ce seul point A, qu'elle soit ou non prolongée.

Nous croyons utile de commencer par cette définition, parce que quelques auteurs, non géomètres, confondent, et mêlent fréquemment ensemble, la tangente et la *sécante*, autre ligne

qui, étant prolongée, coupe le cercle et le touche par conséquent en deux points F, D (*fig.* 5).

De l'impulsion à la tangente.

52. La théorie du levier nous apprend (*voir* l'introduction à l'étude des engrenages) que la condition la plus avantageuse pour donner une impulsion à un corps tournant sur un axe, est d'appliquer la force perpendiculairement au bras de levier qui passe par le centre de rotation, c'est-à-dire suivant une tangente au cercle dont ce levier est le rayon.

Ceux qui sont dépourvus de connaissances théoriques peuvent parfaitement se rendre compte de l'exactitude de ce fait en tournant la manivelle d'une roue, ou meule, par exemple ; ils s'apercevront bien vite qu'ils exerceront la plus grande puissance avec le moindre effort, soit en poussant, soit en tirant, aux deux points où ils agiront à angle droit avec le bras BC (*fig.* 6, *pl.* I), bras qui n'est autre chose qu'un rayon du cercle que le manche de la manivelle décrit en tournant. Par conséquent, vers ces deux points la puissance s'applique dans la direction d'une tangente à ce cercle (AB).

Du repos à la tangente.

53. Lorsqu'un bras de levier quelconque, comme HC (*fig.* 7, *pl.* I), vient s'appuyer contre un corps circulaire ayant sur un centre D un mouvement de rotation alternatif de droite à gauche et *vice versa,* le point où la pression s'exercera avec le frottement le moins considérable sera le point H, c'est-à-dire celui où la ligne droite tirée du centre de mouvement du levier C est tangente au corps circulaire. En effet, soit que le corps cylindrique tourne à droite ou à gauche, le levier est simplement maintenu sans être repoussé sur son axe, les frottements de l'aller et du retour ne diffèrent pas sensiblement et appartiennent à la classe des frottements sortants. La résistance que le levier oppose au mouvement du cylindre se compose simplement de la force de pression de ce levier, pression qui

s'exerce directement et sans décomposition de force sur l'axe D.

Si nous supposons le point d'appui au-dessous de la tangente en O, l'état des choses change complétement. Le frottement qui est *sortant* quand le cylindre tourne à gauche devient *rentrant* quand il tourne à droite. De là naît un frottement très âpre avec tendance à l'arcboutement, une adhérence plus forte des pivots violemment repoussés contre les parois de leurs trous. En somme, des résistances nouvelles s'ajoutant à la force de pression du levier, que nous supposons être restée la même, il est bien évident que si l'on ne veut pas voir diminuer l'étendue des mouvements du cylindre, il faudra augmenter la puissance motrice, et ici, l'expérience est toujours d'accord avec la théorie.

54. En résumé, plus on s'éloignera de la tangente, moins les mobiles auront de facilité à se mouvoir, et plus la destruction des surfaces en contact sera rapide : résultat inévitable des frottements plus rudes et de la nécessité d'augmenter la force motrice pour ne produire toujours que le même effet utile.

55. Nous ajouterons, quoique la remarque soit peut-être superflue, que le point de tangence, quant à *l'impulsion*, se trouve sur la ligne qui est censée passer par les centres de mouvement, tandis que ce même point de tangence pour le repos s'éloigne de cette ligne de presque une demi-épaisseur du cylindre (*fig.* 7, *pl.* I).

D'où l'on conclura que :

1° *Lorsqu'une dent de roue agit contre un bras de levier quelconque, l'action est d'autant plus efficace et sans inconvénient qu'elle a lieu plus près de la ligne des centres.*

2° *Lorsqu'un bras de levier fait repos contre un corps circulaire en mouvement de rotation, ce repos s'opère dans des conditions d'autant plus favorables qu'il s'éloigne davantage de la ligne des centres.*

Maintenant que l'on a bien compris l'importance de faire opérer l'impulsion et le repos à la tangente, ou au plus près possible, il ne reste plus qu'à indiquer, pour chaque espèce d'échappement en particulier, dans quelle position devraient être placés ses organes pour satisfaire à la condition de tangence.

Roue de rencontre (*fig.* 8, *pl.* 1).

56. Soit AB la ligne des centres, ZY, la direction de la force et en même temps le profil du plan qui passe par les pointes des dents. La seule inspection de la figure fait voir que quand la palette arrivera sur la ligne des centres AB, l'échappement se trouvera à la tangente, puisque la ligne de direction de la force (ZY) sera alors perpendiculaire à l'extrémité du rayon AO, et, par conséquent, tangente au cercle POR.

57. D'où nous pouvons conclure que *dans l'échappement à roue de rencontre les frottements, la décomposition de force et la pression sur les axes seront d'autant plus considérables que l'action aura lieu plus loin de la ligne des centres.*

58. Les échappements à palette des horloges fonctionnent beaucoup plus près de cette ligne que les échappements des montres; aussi les premiers se conservent-ils beaucoup mieux que les seconds et toutes proportions gardées.

59. La *levée* de cet échappement se fait à frottement sortant. Le *recul,* au contraire, se fait à frottement rentrant; *aussi est-ce dans ce recul que réside le défaut capital de ce mécanisme.*

Cylindre (*fig.* 9, *pl.* 1).

60. Soit GH la ligne des centres, *o*H la tangente au cylindre et *o* le point de tangence. Si nous considérons l'échappement pendant le repos, nous voyons que la pointe de la dent devrait s'appuyer en *o* (53). Si nous le considérons pendant l'impulsion, nous remarquons que c'est le milieu du plan droit EC qui devrait passer par ce point *o*, pour que la décomposition de force fût à peu près la même au-dessus et au-dessous. Mais ces deux conditions ne sauraient exister ensemble, à moins qu'on n'eût trop peu de hauteur aux dents de la roue, et nous verrons, quand nous traiterons de l'échappement à cylindre, que la condition du repos à la tangente non-seulement n'est pas de néces-

sité pour lui, mais qu'elle comporte des inconvénients autres encore que celui que nous venons de signaler.

61. La dent de la roue étant appuyée au repos en *a*, si le cylindre tourne vers la droite, le frottement est rentrant. Il devient sortant quand le mouvement se fait vers la gauche.

62. Le repos intérieur (en C) se fait par un frottement intermédiaire entre le rentrant et le sortant, ou plutôt c'est un frottement rentrant assez doux.

63. Le frottement de la première moitié de la levée (sur la lèvre *a*) est une variété du frottement rentrant, l'un des mobiles marchant vers la ligne des centres, tandis que l'autre s'oppose, en partie, à ce mouvement progressif.

64. La seconde moitié de la levée (sur la lèvre C) opère à frottement sortant, les deux mobiles fuyant ensemble en s'éloignant de la ligne des centres.

Duplex (*fig.* 10 *et* 11, *pl.* I).

65. Le repos de l'échappement Duplex se fait très loin du point de tangence O, comme on le voit fig. 10. C'est à cette particularité qu'il doit son seul défaut vraiment grave. Les frottements et les pressions exercées sur le rouleau sont tels que les pivots d'un grand nombre d'axes de balanciers se piquent assez promptement (art. **55** — 2°).

66. Quand le rouleau tourne vers la droite, la dent qui s'arcboute contre lui produit un frottement rentrant de la pire espèce, tandis que lorsque ce rouleau revient sur lui-même, le frottement est sortant.

67. Au contraire du repos, l'acte de la levée se produit dans les meilleures conditions possibles, c'est-à-dire parfaitement à la tangente, puisque ce n'est que lorsque le doigt de levée est arrivé sur la ligne des centres AB (*fig.* 11) qu'il reçoit perpendiculairement le choc de la roue (art. **55** — 1°). Aussi l'impulsion est-elle si énergique que, quoiqu'elle ne soit répétée que de deux en deux vibrations, elle suffit, malgré les frottements excessifs du rouleau, à entretenir de très grandes oscillations au balancier.

Ancre (*fig.* 12 *et* 13, *pl.* 1).

68. Le repos de cet échappement se fait très près de la tangente; mais cela est ici à peu près indifférent, puisque toute la durée de ce repos s'accomplit sans mouvement de la part de l'ancre.

69. Pour que l'échappement soit tangent à la roue pendant l'action de la levée, il suffit de placer le centre de l'ancre en A (*fig.* 12), c'est-à-dire au point d'intersection des deux tangentes au cercle de la roue CA et AD. Ces deux tangentes sont, comme on voit, perpendiculaires à l'extrémité des deux rayons, menés du centre de la roue au milieu des becs de l'ancre. Nous verrons en son lieu comment on satisfait dans la pratique à cette condition essentielle.

70. Les frottements qui se produisent sur les becs de l'échappement sont de même nature que ceux auxquels donne naissance le passage du plan incliné sur les lèvres du cylindre.

71. L'impulsion donnée puis reçue par le doigt de levée, pendant son passage dans l'entaille de la fourchette, présente deux actions successives. Afin d'éviter le frottement rentrant et d'appliquer la force perpendiculairement au bras de levier, chacune de ces actions ne devrait commencer qu'à la ligne des centres AB (*fig.* 13). Nous verrons, en traitant de l'échappement à ancre, que cette double condition ne peut pas être parfaitement remplie, mais qu'on peut approcher le but d'assez près.

72. On voit, d'après les articles que nous venons de parcourir, que la recommandation de quelques auteurs de placer toujours un échappement à la tangente ne doit être prise ni à la lettre ni dans un sens trop absolu. Que l'échappement soit à la tangente, évidemment c'est le mieux; mais cela ne prouve pas que hors de la tangente le réglage s'obtiendra moins précis, puisque nous voyons l'échappement Duplex, qui sous ce rapport se trouve dans de fort mauvaises conditions, être supérieur à celui à cylindre, parce qu'au premier la vitesse et l'amplitude des arcs décrits compensent les désavantages de son repos non tangentiel. En règle générale, ce qu'il est exact de dire, c'est que

plus un échappement approchera de la tangente, et moins il aura de frottement, et par conséquent il s'usera moins vite. Comme exemple, on peut remarquer que les échappements qui sont le plus près de satisfaire au principe en question sont ceux à ancre et à cylindre; aussi, et toutes choses égales, se conservent-ils intacts plus longtemps que les autres.

73. Nous terminerons par la remarque ci-dessus la revue des principes généraux qui doivent présider à la création ou même au simple perfectionnement d'un échappement. Ce que nous en avons dit suffit pour éclairer cette question, et pour montrer combien elle embrasse de détails théoriques et pratiques, et dont aucun ne peut être négligé impunément.

C'est ici le lieu, et pour clore cette introduction, de dire ce que nous aurons souvent l'occasion de répéter : que c'est dans l'ensemble, dans la combinaison générale et harmonique de toutes les parties, dans l'étude approfondie de leurs influences proportionnelles et réciproques, enfin dans les milieux, que l'on découvrira la source de la régularité des machines, et non dans tel fait ou telle propriété isolée; rien dans la mécanique, comme dans la nature, n'étant bon ou mauvais que relativement.

Chaque époque de l'horlogerie, ainsi qu'il est bon de s'en souvenir, a eu sa panacée universelle : l'une l'isochronisme, l'autre la parfaite compensation, une troisième la force constante, une autre encore la puissance du régulateur tellement exagérée qu'il n'avait même plus celle de se mouvoir, et ainsi de suite. Toutes ces propriétés, qui paraissaient si merveilleuses au début, n'ont été utiles à l'art que fondues pour ainsi dire ensemble, appropriées les unes aux autres, et modifiées selon leurs influences réciproques. Ajoutons qu'il est toujours sage d'attendre le dernier mot de l'expérience sur les idées nouvelles, ou du moins passant pour l'être, et dont la mise en crédit est trop souvent le fait du charlatanisme, qui, à défaut de mérite et d'étude, abuse de ce moyen commode, quoique vieux, pour se faire un piédestal où malheureusement nous le voyons encore monter de nos jours.

ÉCHAPPEMENT A ROUE DE RENCONTRE

CHAPITRE PREMIER.

PRÉLIMINAIRES.

74. L'échappement à roue de rencontre appartient à la classe des échappements à recul, ainsi que nous l'avons vu article **5**.

Quelques auteurs lui donnent une origine allemande, d'autres une origine arabe. M. Pierre Dubois, dans son *Histoire de l'horlogerie*, le réclame comme une invention française, attribuée au pape Sylvestre II, savant remarquable qui florissait vers l'an 1000. Sans essayer de concilier ces différentes opinions, nous dirons seulement que ce que l'on sait de positif, c'est que ce fut le seul échappement employé dans les horloges jusqu'au temps de Huyghens (XVII^e^ siècle).

Les perfectionnements qu'il a subis dans le siècle dernier furent le produit de la pratique seule; car, sauf de prétendues démonstrations de principes, obscures et peu concluantes, ce n'est que de nos jours que les recherches et les travaux de plusieurs hommes instruits ont apporté, dans l'art de l'horlogerie, une théorie géométrique de l'échappement à verge. Mais les modifications dans les formes et les proportions proposées en même temps comme application de ces principes ont été repoussées par les praticiens. En cherchant la raison de ce fait, on la trouve dans les résultats obtenus, qui ont été précisément le contraire de ceux annoncés, signe évident d'une contradiction entre la théorie et la pratique, et, par conséquent, d'une erreur d'application, qui, toutefois, ne prouve rien contre l'excellence des principes.

Malgré la défaveur dans laquelle son infériorité vis-à-vis des échappements à repos et l'insuccès des perfectionnements tentés ont fait tomber celui à roue de rencontre, les artistes capables ne peuvent disconvenir qu'on ne puisse en obtenir des résultats plus satisfaisants que ceux auxquels on parvient dans la pratique générale et vulgaire; mais il faut pour cela un habile ouvrier. Son exécution exige une précision extrême dans l'ouverture des palettes, la quantité dont il faut les entailler, la justesse et l'égalité des dents de la roue, la précision des chutes, la réduction convenable du recul, etc., et même toutes ces conditions, une fois remplies, ne le sont que pour peu de temps par l'effet de l'usure des trous, dont l'agrandissement changera, graduellement, la profondeur de l'engrenage de l'échappement.

Berthoud, dont on connaît la prédilection pour l'échappement à verge, avoue, dans son *Essai*, que lorsqu'on veut lui donner les soins qu'il exige, il devient très difficile à exécuter, et que peu d'ouvriers sont en état de le faire.

Nous voyons, ainsi, qu'il offre autant de difficultés à vaincre pour sa bonne exécution, que la plupart de nos meilleurs échappements à l'usage civil ; mais ceux-ci ont sur lui cet avantage, entre autres, que l'emploi des trous et des levées en rubis, en les rendant à peu près indestructibles, sauf les accidents, assure la durée de leurs fonctions, puisque les parties frottantes n'ont pas à redouter l'usure.

Les bons échappements modernes corrigent assez bien les inégalités de la force motrice, ce que prouve clairement la suppression de la fusée, tandis qu'avec celui à roue de rencontre, il est indispensable d'avoir une fusée bien égalisée avec son ressort moteur, et il suffit, souvent, de changer ce dernier pour qu'il ne soit plus possible de régler la montre sans égaliser la fusée de nouveau.

On rencontre bien de temps en temps quelques montres à verge dont la marche est très exacte; mais cela arrive plutôt par l'effet de certaines compensations que par aucun mérite intrinsèque, et la preuve, c'est que quand ces montres sont une fois dérangées, elles le sont ordinairement pour toujours.

Aucun ouvrier n'oserait se flatter de leur rendre leur première exactitude.

Cet échappement ne doit donc être employé que dans les montres communes (et surtout très hautes), où son bas prix et la facilité qu'on a de le faire réparer par des ouvriers médiocres le font préférer. L'horloger qui l'appliquerait à des montres desquelles il attendrait une marche régulière et précise, témoignerait d'une grande ignorance de l'état actuel de l'horlogerie.

Cet échappement étant très connu, nous nous dispenserons d'en expliquer les fonctions.

---

75. LES AVANTAGES qu'offre l'emploi de l'échappement à roue de rencontre sont :

1° Qu'il n'exige pas d'huile aux palettes et que tous les trous des pivots pouvant en contenir suffisamment, les nettoyages de la montre sont bien moins fréquents ;

2° Qu'il marche avec une telle facilité que, bien ou mal fait, il va presque toujours ; seulement il va plus ou moins bien ;

3° Que lorsqu'on ne demande qu'une exécution médiocre, il peut être établi en fabrique et à des prix extrêmement modérés.

Ce qui a fait écrire à un artiste que cet échappement réunissait l'économie à la durée. Il faisait allusion, sans doute, à la facilité qu'on a de le faire réparer à bas prix et par les moindres ouvriers, car tout horloger sait combien il est rare de trouver les verges intactes après une marche plus ou moins longue.

---

76. LES DÉFAUTS DE CET ÉCHAPPEMENT, qui ont été signalés principalement par Lepaute et Jodin, sont :

1° Qu'il lui faut une force motrice constamment égale.

2° Qu'il rend la montre sujette à avancer par l'augmentation

de la force motrice et à retarder dans le cas contraire; ce qui est cause qu'il subit facilement l'influence de la température.

3° A moins d'une cage très haute et d'un long tigeron à la verge, l'huile du point inférieur monte à la palette et se communique aux dents de la roue, ce qui nuit au réglage et augmente les causes de destruction. Si, pour éviter l'extravasation de l'huile, elle est mise en trop petite quantité au pivot, elle se dessèche, la montre se règle mal et le pivot se détruit.

4° On est obligé d'employer pour troisième roue au rouage une roue en couronne, dont l'engrenage est défectueux et à frottements variables. Si l'on fait passer la tige de la roue de rencontre à côté de la tige de roue de champ, il devient encore plus imparfait.

5° Le pivot de la roue de rencontre le plus voisin de la verge est tellement tourmenté par l'action réciproque des deux mobiles, que son trou devient ovale en peu de temps.

6° Le balancier ne peut parcourir, sans renverser ou sans rebattre, que des arcs très limités comparativement à ceux d'autres échappements.

7° La position de la roue de rencontre oblige à la construire très petite, ce qui, en raccourcissant le levier qui agit sur les palettes, lui donne une plus grande puissance. On sait que plus une roue d'échappement est petite, et plus les frottements sont durs et le balancier esclave de la force motrice.

8° La quantité nécessaire et précise de pénétration de la roue entre les palettes, ou, si l'on veut, la quantité nécessaire de *levée,* est difficile à maintenir, puisque les parties frottantes s'usent et qu'on ne peut employer ni trous ni palettes en rubis.

9° Enfin, bien loin que cet échappement soit indépendant de la force motrice, il lui est soumis de la manière la plus immédiate. Les mobiles qui le composent se rencontrent dans leur marche en sens contraire, ce qui produit des chocs et des frottements de l'espèce la plus dure et la plus destructive. A chaque nettoyage de la montre, l'échappement exigera des réparations qui, si elles ne sont pas faites avec adresse et intelligence, changeront les conditions dans lesquelles il a été établi et le rendront

imparfait pour longtemps, si ce n'est pour toujours. Car il est bon de le dire ici, cet échappement est loin d'être simple, comme le prétendent beaucoup de rhabilleurs routiniers, et comme l'ont imprimé des compilateurs, trouvant commode de cacher, sous ce prétexte de simplicité, leur ignorance des principes.

Avant d'aborder la question des principes de cet échappement, il nous paraît utile de rapprocher les données indiquées par les auteurs qui s'en sont le plus occupés.

DES PROPORTIONS ADOPTÉES A DIFFÉRENTES ÉPOQUES.

77. THIOUT. — Julien Leroy et Sully ont donné, dans l'ouvrage de Thiout, les proportions que leur longue expérience leur avait fait adopter, ainsi qu'une prétendue démonstration de l'échappement. Le paragraphe qui suit est extrait de leur article :

« L'action des dents de la roue d'échappement est ce qui exige le plus de jugement dans la théorie et le plus de délicatesse et de soins dans l'exécution. Trois choses principales, dans cet échappement, doivent avoir de justes proportions entre elles, savoir : la profondeur de l'engrenage des dents de la roue avec les palettes, la forme de ses dents et l'ouverture d'angle des palettes entre elles. »

Puis ce paragraphe est accompagné d'une suite de raisonnements abstraits (quelques-uns peu intelligibles et contenant de notables erreurs) qui sont apportés comme preuves à l'appui du choix des proportions suivantes, que Leroy et Sully regardaient, avec raison, comme les milieux les plus convenables et les plus propres à éviter les inconvénients des extrêmes.

Inclinaison des dents avec l'axe de la roue, 25° à 27° ;

Ouverture des palettes, entre 95° et 100° ;

Profondeur de l'engrenage de l'échappement, 2/3 de la largeur de la palette ;

Épaisseur des palettes, moitié du diamètre de la tige de verge. Elles étaient ainsi entaillées jusqu'au centre de l'axe ;

Largeur des palettes, 6/10es de la distance d'une dent à l'autre (ou, plus exactement, 180/302es).

78. FERDINAND BERTHOUD. — « L'échappement à roue de rencontre est le plus propre à mesurer le temps avec précision. (On sait assez le contraire.)

« Il faut à la roue d'échappement des dents petites et peu distantes entre elles, ce qui réduira la *traînée* sur la palette et par conséquent le frottement.

« Pour diminuer le recul, il faut mettre peu de dents à la roue de rencontre. Le corps de la verge n'ayant pas changé, les arcs de levée seront plus grands et le recul sera dans un moindre rapport, ce qui conduit à l'isochronisme des vibrations.

« Le recul tendant à détruire les trous de pivots, et par conséquent à changer les arcs de levée, il faut le réduire autant que possible, et faire en sorte qu'il se fasse lorsque la dent agit près du centre ; autrement la vibration du balancier ne s'achèvera pas librement, et ce dernier subira davantage l'influence de la force motrice.

« Il faut diminuer, autant que possible, le corps de la verge, afin d'en pouvoir rapprocher la roue, parce que : 1° le frottement est moindre puisque la pression de la roue est la même et la *traînée* plus petite ; 2° les arcs de levée seront plus grands et par conséquent ceux de supplément plus petits, d'où suit un moindre dérangement par les variations de la force motrice.

« Les palettes ne doivent pas être entaillées jusqu'au centre, afin d'avoir moins de chute. »

79. Nous trouvons dans ces extraits de Berthoud plusieurs contradictions, entre autres les suivantes : Il conseille des roues peu nombrées, c'est-à-dire à grandes dents, pour obtenir l'isochronisme, et, ailleurs, des roues nombrées, c'est-à-dire à petites dents, pour diminuer le frottement, sans s'inquiéter d'accorder ces deux extrêmes ; puis il recommande de diminuer le frotte-

BIBLIOTHÈQUE IMPÉRIALE IMPR.

ment, et surtout le recul, et il veut des palettes qui ne soient pas entaillées jusqu'au centre ; on sait que ces palettes procurent plus de frottement et de recul que les autres.

On s'explique difficilement la prédilection de Berthoud pour l'échappement à verge, car ce qu'il dit des grandes ;vibrations, de l'utilité de diminuer le frottement, de rendre l'échappement aussi libre que possible, etc., semble écrit en faveur des échappements à repos contre celui à verge, et ses opinions, si favorables à ce dernier, trouvèrent des contradicteurs parmi ses contemporains, notamment dans Lepaute et Jodin.

Berthoud ne pose nulle part les principes de l'échappement à roue de rencontre, si ce n'est très vaguement et dans un certain nombre de passages épars dans les deux volumes de son *Essai*. Trois choses ressortent clairement d'une lecture attentive de cet auteur : 1° la pénétration des dents de la roue sur la palette ne saurait dépasser les 2/3 de la largeur de celle-ci ; 2° le frottement et surtout le recul sont un défaut capital de cet échappement ; 3° l'oscillation totale du balancier ne dépassera que rarement une demi-circonférence.

Ouverture de la verge, 90°, 95° et même 100°, lorsque l'on veut faciliter l'étendue des vibrations et empêcher les *renversements* ou *battements*.

Inclinaison des dents de la roue, de 15° à 20°. Ailleurs elle est portée à 25°.

L'arc total de vibration doit être de trois fois la *levée*.

80. TAVAN (Mémoire publié à Genève par la Société établie pour l'avancement des arts). — Ouverture des palettes, 100°.

Inclinaison des dents, 25°. — Levée, 40°. — Vibration totale sans renversement, 220°.

La largeur des palettes, mesurée à partir du centre de l'axe, doit être de 2/11es du diamètre d'une roue de 11 dents, 2/13es pour 13 dents, 2/15es pour 15 dents.

La profondeur de l'engrenage doit être telle, que la verge étant ouverte à 100° et placée comme l'indique la *fig.* 14, *pl.* I, la dent de la roue fasse reculer chaque palette de 20° (pour avoir la levée totale de 40°). La pointe des dents se trou-

BIBLIOTHÈQUE IMPÉRIALE IMPR.

vera alors dans le plan vertical indiqué par la ligne ponctuée AB.

« Avec cette profondeur d'engrenage il y a la chute nécessaire et point d'accrochement ; c'est celle qui est jugée la plus convenable dans la pratique. »

La seule inspection du dessin suffit pour démontrer que cette profondeur s'arrêtera aux 2/3 environ de la largeur de la palette.

81. M. MOINET (article de M. Duchemin). — Ouverture des palettes, de 100° à 110°. Peuvent être ouvertes jusqu'à 115°.

Largeur des palettes, prise du centre de l'axe, moitié de l'intervalle d'une dent à la suivante.

Levée totale, 40°. — Inclinaison des dents, de 30° à 35°.

« La méthode plus moderne des verges entaillées semble bien favoriser le principe de Berthoud, en permettant à la roue de se rapprocher davantage de leur centre ; mais on ne doit pas en abuser, car le *levier, devenu plus court, exige un balancier moins lourd et moins propre à vaincre l'épaississement des huiles.* »

82. M. WAGNER (Mémoire sur les échappements simples). — Ouverture des palettes, de 100° à 115°. — Levée, 50°. — Vibration totale, 170°.

Les autres proportions sont celles adoptées par M. Duchemin.

« En traitant l'échappement selon les règles posées par cet artiste, dit M. Wagner, on obtient des montres à roue de rencontre une marche aussi exacte que celle des montres à cylindre. » (Le contraire est prouvé par l'expérience.)

L'auteur du Mémoire pose en principe et démontre géométriquement que l'angle d'ouverture des palettes doit être en raison de l'angle d'oscillation du balancier. Ce principe n'était pas tout-à-fait inconnu de ses prédécesseurs, puisque Berthoud, en proposant 95° pour l'ouverture de la verge, ajoute : « et même 100°, si l'on veut favoriser l'étendue des vibrations. »

« Malgré la défaveur qu'on a cherché à jeter sur cet échappement et la légèreté du pendule généralement employé (dans les pendules dites *marqueteries* et les horloges *comtoises*),

l'exactitude de la marche d'un grand nombre de ces pièces est aussi satisfaisante qu'avec les échappements modernes, tant vantés. » Remarquez que dans les pièces en question, la verge est, relativement, très *fermée*.

« L'opinion que cet échappement ne souffre pas un pendule aussi lourd à faire mouvoir que les autres échappements, est une idée fausse. »

« Le principal but, dans la détermination des principes que je vais poser, est de produire le plus d'effet *avec le moins de frottement possible.* »

« Je ferai remarquer que, pour réduire les frottements à leur minimum, il faut que l'action de la dent sur la palette, durant l'arc d'oscillation complet, et surtout pendant l'arc complémentaire, se fasse le plus près possible de la ligne qui passe par le centre de l'axe de l'échappement et celui de la roue. »

« L'action que la dent exerce contre la palette influe très peu sur le frottement des pivots. » (Ceci n'est vrai que pour les pendules et les horloges pourvues de verges très fermées, car pour les montres le contraire est journellement prouvé par l'agrandissement rapide des trous des pivots.)

A la suite d'une comparaison de deux échappements, l'un système Leroy, l'autre système Wagner, nous lisons : « On aura dans le premier, où la verge est plus ouverte, une augmentation de frottement produite tant sur les pointes des dents que sur les pivots de l'axe de la roue, par l'action oblique des palettes sur les dents, pendant le recul de chaque dent, ou pendant l'arc supplémentaire. *Il est donc démontré que plus on donnera d'ouverture aux palettes, au-delà de ce qu'il faut pour empêcher le renversement, plus on introduira de frottement, et par conséquent plus il y aura de perturbation dans la marche des pièces.*

« Nous avons vu que les variations de marche, résultant des frottements, sont en raison de l'étendue de ceux-ci. »

« L'obliquité de la face des dents doit varier en raison de l'étendue des arcs, l'inclinaison des faces devant être de quelques

degrés plus couchée que la moitié de l'arc additionnel » (pris d'un seul côté).

« Je ferai remarquer que l'étendue des frottements du bout des dents sur la face des palettes augmente en raison des arcs décrits, circonstance qui est sans remède dans cette application. *Cette indication démontre que cet échappement recevrait une application d'autant plus avantageuse que les oscillations seraient plus petites.* »

83. Il est difficile de comprendre, après ces quelques citations, pourquoi l'auteur auquel nous les empruntons a donné la préférence aux proportions adoptées par M. Duchemin. Il est évident que l'habile artiste s'est préoccupé, dans son travail, de divers faits observés dans les pendules et surtout dans les horloges, où l'échappement à palette est muni d'un pendule. Ainsi, par exemple, ne tient-il pas suffisamment compte du *recul*, qui, tout-à-fait insignifiant dans un échappement d'horloge, où l'oscillation totale est de peu d'étendue, devient une cause d'usure et de perturbation, excessivement grave, dans les montres, où l'amplitude des arcs décrits est de sept à neuf fois plus considérable.

Nous bornons notre analyse à cette simple remarque ; on comprendra notre réserve vis-à-vis d'un artiste vivant.

INCLINAISON DES DENTS.

Leroy et Sully. . . .	25° à 27°	Minimum 15°. — Maximum 35°.
Berthoud.	15° à 20° puis 25°	
Tavan.	25°	
Duchemin, Wagner. .	30° à 35°	

OUVERTURE DE LA VERGE.

Leroy et Sully. . . .	95° à 100°	Minimum 90°. — Maximum 115°.
Berthoud.	90°-95° et même 100°	
Tavan.	100°	
Duchemin, Wagner. .	100° à 115°	

84. On voit, à l'examen du tableau ci-joint, que les proportions anciennes et les modernes diffèrent en ceci : que pour les anciennes l'angle d'ouverture des palettes est contenu entre les

limites de 90° à 100°, tandis que les modernes l'enferment entre les deux points extrêmes 100° à 115°. La plus grande ouverture des anciennes est précisément la plus petite des modernes. Il paraît étrange, au premier abord, que des artistes comme Leroy, Sully, Berthoud, Jodin, etc., qui ont pratiqué l'échappement à roue de rencontre durant de longues années, ne se soient pas doutés que quelques degrés de plus, ajoutés à l'ouverture, allaient procurer une exactitude supérieure à celle que l'on obtenait alors.

Une très longue expérience de cet échappement leur avait révélé l'écueil que les partisans d'une grande ouverture, séduits par le système, en faveur un moment, des oscillations très étendues, n'ont pas prévu, et que quelques années passées dans les pratiques du rhabillage leur eussent certainement fait découvrir.

Une chose également digne de remarque, c'est que chaque fois que des artistes ont reproché à J. Leroy de donner à ses verges d'horloge une ouverture trop considérable et des palettes courtes, ce qui l'obligeait à employer un balancier léger et à grandes oscillations, construction qui évidemment engendrait beaucoup de frottement, ils ont condamné le système moderne des échappements à verges très ouvertes, auxquels peuvent s'appliquer les reproches que nous venons de rapporter, et au moins aussi justement qu'à l'échappement d'horloge de Leroy.

CHAPITRE II.

PRINCIPES DE L'ÉCHAPPEMENT A ROUE DE RENCONTRE.

Nous ne donnerons pas ici l'examen critique et comparatif des proportions inscrites au tableau précédent ; il se fera de lui-même dans l'esprit du lecteur après une étude attentive de ce qui suit, et s'il se reporte aux principes de l'introduction, surtout aux articles **52** et **55**.

De l'ouverture.

85. La *fig.* 15, *pl.* I, nous représente une verge ouverte de 14°; nous voyons par la direction des deux forces DE, HI, que la force qui fait rétrograder la roue se dirige de H en I, à peu près perpendiculairement à la ligne AB (ligne des centres), dans laquelle se trouve l'axe de la roue, et que l'action a lieu en sens inverse du mouvement de celle-ci ; la roue est donc repoussée de quelques degrés en arrière. Cette espèce de recul n'offre aucun inconvénient, le *jeu* des engrenages permettant qu'il s'opère sans grande résistance de la part de la roue. D'ailleurs, par le peu d'éloignement du point O à la ligne des centres AB, la pression exercée par la dent sur la palette se fait par un frottement doux, approchant même d'un développement de rouleau ; aussi ne voit-on pas d'usure aux palettes, à l'endroit de ce recul, dans les échappements d'horloge dont l'angle d'ouverture est de peu d'étendue.

Si l'on cherche la direction des forces pendant la levée, on remarque que la ligne KL (*fig.* 15) s'éloigne beaucoup plus que HI de la perpendiculaire à l'axe de la roue, et que la pointe de la dent agit beaucoup plus loin de la ligne des centres. Mais comme le frottement de la levée est moins intense que celui de recul (le premier étant un frottement sortant, le second un frottement rentrant), l'échappement est encore, dans ce cas, dans de très bonnes conditions de durée.

Passant maintenant à l'examen de la *fig.* 18, où l'angle d'ouverture est porté à 115° et où la direction des forces est indiquée par les lignes DE, HI, KL (les mêmes lettres ont été conconservées aux mêmes lignes), on remarquera que plus on ouvre les palettes, et plus les angles formés par les lignes HI, KL et la ligne des centres AB deviennent aigus. Il en résulte que la puissance agit de plus en plus obliquement et que la résistance tend, de plus en plus, à se faire dans le sens de l'axe de la roue ; circonstance extrêmement défavorable, parce qu'une plus grande partie de l'effort de l'échappement est supportée

par la pointe d'un pivot appuyée contre une plaque inflexible. La roue, prise entre la pointe d'une dent et son pivot inférieur, agit, de plus en plus, comme un levier rigide, arc-bouté par ses deux extrémités. La pression sur les axes, ainsi que la décomposition de force, est considérable ; la puissance en partie paralysée et, en vertu de l'inertie du balancier, la lutte entre les deux forces, produisent un frottement tel que les palettes, même les plus dures, ne peuvent résister.

Concluons, ainsi que l'a fait M. Wagner : « que l'échappement à palettes recevra une application d'autant plus avantageuse que les oscillations seront plus petites. » Et, comme il y a corrélation entre l'arc décrit par le balancier et l'ouverture de la verge, ajoutons : qu'un échappement sera dans les meilleures conditions de durée, quand son angle d'ouverture ne dépassera pas l'étendue strictement reconnue nécessaire et justifiée par l'expérience. (100° pour maximum comme la suite va le démontrer.)

De la levée.

86. La pénétration des dents dans les palettes n'est pas arbitraire, on le sait ; elle dépend de l'ouverture. Il en est de même de la distance de l'axe de la verge aux pointes des dents. Ces pointes vont en se rapprochant de cet axe, à mesure que l'on agrandit l'angle d'ouverture. Pour un angle de 40° (*fig.* 16, *pl.* I), la pénétration ira environ à 1/6^{me} de la largeur de la palette, à compter de son extrémité. L'éloignement des dents du corps de la verge sera égal, à peu près, à la distance comprise entre une pointe de dent et la pointe de la dent suivante.

L'ouverture étant fixée à 100°, la pénétration s'arrêtera aux 2/3 environ de la largeur de la palette. L'espace restant entre l'extrémité des dents et l'axe de la verge se réduira, à peu près, à 1/6^{me} de la distance de deux pointes de dent (*fig.* 17).

Enfin, pour une ouverture de 115° la pénétration ira aux 5/6es environ ; c'est ce que l'on exprime dans la pratique en disant que la roue prend jusque dans le corps de la verge. Alors

la distance de la pointe des dents à la tige du balancier est à peu près de 1/12^{me} de la distance de deux pointes (*fig.* 18).

Les chiffres que nous venons de poser ne sont qu'approximatifs, c'est-à-dire suffisants. Des chiffres rigoureux seraient inutiles et sans application dans l'échappement qui nous occupe.

87. Ce que nous venons de dire de la pénétration peut s'appliquer, en renversant le rapport, à la largeur des palettes. Cette largeur varie en sens inverse de l'ouverture. (Voir les *fig.* 15, 16, 17, 18, tracées sur une distance égale des dents des roues.) Plus l'angle en est ouvert, et plus la largeur des palettes diminue ; par suite, la roue agit sur un levier de plus en plus court, et l'impulsion donnée au balancier est de moins en moins énergique.

On voit qu'il doit exister un rapport entre la force motrice et la longueur du levier ; mais la solution de ce problème échappe au calcul et ne peut être donnée que par l'expérience. De savants praticiens fixent pour l'extrême limite de la pénétration, dans la montre ordinaire, les 2/3 environ de la largeur de la palette, et nous ferons remarquer que cette pénétration est précisément celle qui correspond à une ouverture de 100°.

De l'arc supplémentaire.

88. Aucun horloger n'ignore qu'avec les échappements actuels la marche d'une montre est d'autant mieux soutenue que les arcs supplémentaires ont plus d'étendue, relativement à l'arc de levée (**17**).

Avec une levée de 40°, et dans les conditions ordinaires, on obtient d'un échappement à palette près de 180° de vibration totale. Si l'on augmente la levée beaucoup au-delà de 40°, soit, par exemple, 50°, l'oscillation totale ne progressera pas dans la proportion de 40 à 50, et l'on n'obtiendra pas des vibrations de 225° (près de 3/4 de tour), qui sont celles indiquées par la proportion ; seulement les vibrations s'accompliront alors d'un mouvement rapide et saccadé. Cette décroissance relative des arcs supplémentaires, quand on dépasse 180° pour l'arc to-

tal, s'explique par les causes suivantes : 1° la résistance du recul considérablement augmentée ; 2° le raccourcissement du levier, qui est cause que le balancier est mû avec moins de force par la roue ; 3° le rebattement du bord de la palette contre la face des dents, qui paralyse l'arc supplémentaire. Ce rebattement se produit près des limites d'une oscillation totale de 170°, et il acquiert d'autant plus d'énergie qu'on s'éloigne en plus de ce nombre. La puissance de ce rebattement est telle, que dans une montre soumise à des secousses, elle rend les grandes vibrations plus rapides que les petites. Ce fait est bien connu de tous les praticiens.

Le résumé de cet article est que toute levée excédant celle absolument nécessaire pour procurer au balancier une vibration d'une amplitude suffisante ne peut qu'introduire dans le mécanisme des causes de destruction prompte et de perturbation. La longue expérience des artistes leur ayant prouvé que 40° de levée suffisaient amplement dans les montres, il convient de se borner à ce chiffre, puisqu'il offre, en outre, l'avantage de procurer le plus grand arc additionnel relatif ; mais comme on sait que la levée et l'ouverture sont dépendantes l'une de l'autre, il s'ensuit que l'ouverture convenable sera celle qui procurera précisément cette levée de 40°, c'est-à-dire une ouverture de 100°.

Du recul.

89. Le recul est égal à la moitié de la totalité de l'arc additionnel. Pour un échappement ordinaire d'horloge ayant environ 20° d'oscillation totale, le recul se représentera par 6 ; tandis que dans une montre ayant 180° de vibration totale, le recul sera représenté par 70. Mais ces deux nombres n'indiquent que le rapport d'étendue des deux reculs et non leur intensité relative ; car, dans ce dernier cas, la disproportion deviendrait encore beaucoup plus considérable. On se l'expliquera facilement si l'on se souvient de ce fait, signalé plus haut (85), que la *poussée* du balancier produisant le recul prend de plus en plus

une direction se rapprochant de la parallèle à l'axe de la roue à mesure que l'on ouvre davantage les palettes. Il résulte évidemment de cela que les règles qui régissent l'échappement à pendule doivent être beaucoup modifiées dans leur application à la montre.

Le recul est le plus grand défaut de l'échappement à roue de rencontre appliqué aux montres, ainsi que l'ont remarqué presque tous les artistes, et que M. Duchemin lui-même a fini par s'en apercevoir. (Voir l'*Art de conduire les pendules*, etc., de M. Robert, page 248.)

En outre de la gêne qu'il apporte à l'accomplissement de l'arc supplémentaire, la difficulté de son double frottement parvient toujours, à de très rares exceptions près, à creuser les palettes, et réussit même quelquefois à les trouer, si la montre soutient une marche assez longue pour cela. C'est toujours au point où commence l'action du recul qu'une palette se pique tout d'abord. Ce point est très visible à la loupe et même à l'œil nu. Aussitôt qu'une palette est marquée, l'extrémité des dents se déforme, la destruction de l'acier s'opère avec rapidité sur toute la surface frottante, et les variations du *réglage* deviennent de plus en plus sensibles. La puissance de ce recul se manifeste encore par le prompt agrandissement des trous des pivots, et fréquemment par l'usure de ces mêmes pivots.

Tous les essais d'amélioration qui ont été tentés, tels que : roue en or, roue en acier trempé fonctionnant avec un peu d'huile aux pointes, trous en rubis, etc., ont échoué complétement, par la raison toute simple qu'aucun d'eux ne supprimait les inconvénients du recul, c'est-à-dire du défaut capital de l'échappement.

Il résulte de ce qui précède que l'agrandissement de l'angle d'ouverture favorisant l'étendue et la dureté du recul, il convient de s'arrêter à la limite la plus restreinte fixée par la nécessité, si l'on veut éviter d'augmenter les causes de destruction et par suite l'irrégularité de la marche, qui se produit dans un avenir assez prochain.

Inclinaison des dents de la roue.

90. On sait qu'il faut donner aux dents de la roue la plus grande inclinaison possible, afin d'éviter le rebattement de la palette contre la face de ces dents. Les modernes portent cette inclinaison à 35°; nous pensons que c'est à tort, parce que, comme il faut alors, pour éviter le talonnement sur le dos de la dent, dégager beaucoup cette partie, on produit une denture mince et effilée, et dont le peu de force cause de sérieuses difficultés pour obtenir d'abord et pour conserver ensuite la justesse de la roue.

La *fig.* 17, *pl.* I, où les pièces représentées ont les proportions convenables, rend toute démonstration superflue.

On fera sagement de s'arrêter à 30°. Cette inclinaison laisse rigoureusement aux dents une solidité suffisante et n'exige pas, au même point que celle à 35°, les soins et les précautions auxquels il serait ridicule de vouloir assujétir les praticiens qui traitent cette partie de la médiocre et courante horlogerie.

91. D'après les divers articles que nous venons de parcourir, on voit que l'ouverture, la pénétration, la levée, l'arc supplémentaire, l'arc total, le plus ou moins de recul, etc., rien de tout cela n'est laissé à l'arbitraire; tout se lie : il s'agit seulement de trouver le milieu le plus convenable qui, en satisfaisant aux rapports proportionnels exigés entre les différents organes, leur permette d'accomplir leurs effets sans se nuire les uns aux autres.

Nous n'avons parlé jusqu'ici ni de la chute, ni de la largeur précise des palettes; leur article se trouvera un peu plus loin (**95**). Nous ferons seulement remarquer, en passant, que M. Duchemin, entre autres contradictions, donne une largeur unique de palette, tandis que cette largeur doit varier d'une assez notable différence, si de 100° on pousse l'ouverture à 115°.

CONSIDÉRATIONS GÉNÉRALES ET SURTOUT PRATIQUES, A L'APPUI DES PRINCIPES PRÉCÉDENTS.

92. Tous les artistes bons praticiens sont d'accord sur ce point, qu'une levée de 40° suffit largement, et qu'en la poussant au-delà, on ne fait qu'introduire des causes d'usure et de désordre. Évidemment, il convient d'arrêter son choix sur l'ouverture qui procure cette levée. Nous avons vu plus haut (articles **86**, **87**, **88**), qu'en adoptant 100° pour l'angle des palettes, nous aurons, en outre d'une levée d'environ 40° : 1° une vibration totale suffisante, puisqu'elle peut aller à 180° et qu'elle s'accomplira beaucoup plus librement que toute autre plus étendue; 2° l'arc additionnel le plus libre et le plus grand qu'on puisse avoir relativement à celui de levée; 3° la pénétration aux 2/3, c'est-à-dire au bout d'un levier qui n'est pas assez long pour que la roue maîtrise le balancier, et qui n'est pas assez court pour qu'il se produise un *arrêt-au-doigt*, ce signe infaillible de l'impuissance de la force motrice. Tous ces faits, notoires et prouvés par la théorie et l'expérience (consulter Leroy, Sully, Berthoud, Jodin, Lepaute, Tavan, Perron, Duchemin, etc., etc.), suffiraient à démontrer qu'il ne faut, dans aucun cas, dépasser 100°, et si l'on considère que quelques degrés de plus ajoutés vont faire augmenter dans une progression rapide, non-seulement la pénétration, mais encore la puissance du recul, déjà si considérable et si nuisible même aux verges ouvertes à 100°, on s'étonne que la question de l'ouverture soit encore l'objet de controverses, et que l'on ait, à plusieurs reprises, proposé une levée de 50° pour produire une vibration totale de 170°, quand on sait, par l'expérience de plus d'un siècle, qu'on obtient à volonté, avec une simple levée de 35° environ, un arc total de 170° au moins.

93. Passons maintenant à une série de faits incontestables, révélés par l'expérimentation.

Quand le balancier d'une montre a ce qu'on appelle un

mauvais cheminement, il suffit, dans la plupart des cas, de fermer un peu la verge à la flamme de la lampe, pratique bien connue des rhabilleurs, pour obtenir une plus grande vivacité d'allure et un réglage mieux soutenu, sauf toutefois quand le balancier est trop léger.

Lorsque l'on demande à un rhabilleur capable quel est le signe caractéristique d'une trop grande ouverture, il répond sans hésiter qu'à défaut d'autre moyen de vérification, il le reconnaît à cet effet que l'échappement, qui vibre hardiment tant que les huiles sont fraîches et les surfaces frottantes dans leur état primitif de parfait poli, perd de son cheminement après quelques semaines de marche, et varie fréquemment à partir de ce moment. Or, ce qu'il entend par une verge trop ouverte est celle qui dépasse 100°, ainsi que nous avons eu nombre d'occasions de le vérifier, et ainsi que cela ressort de l'expression usitée dans la pratique : *ouvrir la verge très peu plus que l'angle droit.*

Dans les fabriques, où longtemps on a tâtonné l'ouverture, sa limite extrême est fixée à 100° depuis plus de quarante ans.

On remarque que tous les artistes, anciens et modernes, ont compris le nombre 100° parmi tous ceux qu'ils proposent.

Les montres anciennes allaient trois années environ, avec un réglage soutenu. Les montres modernes, établies dans de bonnes conditions de hauteur, mais avec des verges plus ouvertes, ont bien de la peine à marcher dix-huit mois à deux ans, et au bout de ce laps de temps, elles ont à peu près toutes leurs palettes profondément piquées. Ces montres vont, d'ordinaire, assez bien pendant quelques premiers mois, et fort mal pendant tous les autres.

Enfin, tous ces faits, si connus et si concluants, sont corroborés par l'expérience décisive des montres anglaises. Le système anglais diffère entièrement du nôtre ; les palettes plus fermées, le balancier plus pesant, l'arc d'oscillation plus court ; toutes conditions désavantageuses, selon les partisans d'une grande ouverture. Eh bien, l'échappement, ainsi traité, donne un réglage égal à celui des pièces françaises à verges ouvertes

et fraîchement réparées, mais avec cette différence que les pièces françaises se dérèglent et se détruisent promptement, tandis que le réglage des pièces anglaises se soutient des années, au bout desquelles il n'y a aux parties frottantes que peu ou point de destruction.

Une preuve, et sans réplique, de la supériorité des échappements anglais, c'est qu'ils règlent bien avec des trous en pierres fines aux pivots du balancier, chose qu'on n'a pas encore pu obtenir des pièces françaises.

Les Anglais ont été judicieux; ils ont cherché et sont parvenus à diminuer l'influence combinée du recul et du rebattement de la palette, tandis que nos modernes ont fait le contraire.

94. Avec une verge trop fermée, le rebattement et le renversement ont lieu au bout d'une assez courte oscillation, et comme les palettes ont une grande largeur, la dent agit sur un levier trop long; son action sur le balancier en est d'autant plus énergique, et ce dernier, maîtrisé par la force motrice, en subit toutes les inégalités.

Avec une verge trop ouverte, la roue prend, à peu près, dans le corps de la verge. Le levier à l'extrémité duquel agit cette roue devient tellement court, qu'elle n'a pas, la plupart du temps, la force nécessaire pour vaincre la résistance opposée par l'inertie du balancier et l'épaississement des huiles, et l'on a un *arrêt-au-doigt*, même avec un balancier léger.

En outre, plus les palettes sont étroites et plus les frottements sont variables, par suite du jeu des pivots et de l'agrandissement des trous. Soit AB (*fig.* 19, *pl.* I) la quantité dont chaque verge a reculé : il est évident que le frottement, transporté du point A au point B, aura varié pour le petit levier dans la proportion de 2 à 1, et pour le grand dans la proportion d'un cinquième seulement.

Les vibrations avec verges trop fermées sont courtes et brusques; mais, avec verges trop ouvertes, elles tardent peu à tomber en langueur, et dans les deux cas la montre ne demeure jamais longtemps réglée.

Les faits, tous pratiques, que nous venons de signaler, sont, pour ainsi dire, saisissables à l'œil de l'observateur, quand l'angle d'ouverture est au-dessous de 90° et au-dessus de 100°. Si l'on se souvient que la rudesse du frottement du recul et surtout le rebattement du bord de la palette contre la face des dents acquièrent d'autant plus d'influence et de force que l'on s'éloigne, en plus, de ce dernier nombre, et si l'on ajoute, en outre, qu'avec une verge ouverte un échappement exige, dans sa *mise au point*, des soins et une précision incompatibles avec le bon marché des montres auxquelles il est destiné, on en conclura que dans aucun cas il ne faut dépasser 100°. Vouloir mettre les ouvriers dans la nécessité de traiter l'échappement à roue de rencontre avec les précautions nécessaires aux échappements de précision, est une erreur qu'il suffit d'indiquer : inutile de la réfuter.

RÉSUMÉ DE CE CHAPITRE.

Ouverture de la verge.

100° (maximum).

Si l'on veut tenir les palettes de quelques degrés plus fermées, il faut laisser un peu plus de largeur à ces palettes et de poids au balancier que d'ordinaire et réduire l'oscillation de quelques degrés.

Inclinaison des dents.

30' avec l'axe de la roue.

La dent doit être suffisamment dégagée sur le derrière, afin d'éviter le talonnement du bord de la palette sur le dos de la dent.

Levée totale.

40° pour l'ouverture à 100°.

CHAPITRE III.

DÉTAILS PRATIQUES ET D'EXÉCUTION.

De la verge.

95. La verge, en acier carré de premier choix, doit être bien trempée, avoir ses pivots revenus bleus, ses palettes seulement jaunes et le tout parfaitement poli. Tout horloger sait qu'on redresse une verge en frappant avec le marteau tranchant sur le côté concave de la tige, tandis que le côté convexe est appuyé bien d'aplomb, et qu'il est utile de ne pas enlever les marques laissées par le marteau. En soudant l'assiette, il faut éviter de chauffer trop l'acier; ce qui le corrompt, le rend cassant et beaucoup plus susceptible de se détruire sous le frottement de la roue.

Les palettes de la verge doivent être entaillées jusqu'au centre de l'axe. Berthoud les entaillait un peu moins, afin d'éviter une partie de la chute; mais il en résultait plusieurs inconvénients : le recul augmenté, la chute trop précise; ce qui est une cause fréquente d'arrêt; enfin, l'angle d'ouverture paraissant plus ouvert qu'il ne l'est en effet, ce qui offre quelques difficultés quand on veut vérifier si cet angle est celui qui convient.

Avec une verge où la profondeur de l'entaille dépasse le centre la chute devient considérable. Une telle verge doit être remplacée; car la montre dans laquelle elle se trouve ne garde pas longtemps sa régularité.

Les auteurs que nous avons cités plus haut ne donnent pas exactement la même largeur de palettes. Ceci est indifférent. Le plus sûr est de les tenir un peu plus larges que la moitié de la distance d'une pointe de dent à la pointe suivante. Puis on les diminue avec précaution jusqu'à ce que l'on ait les levées et les chutes suffisantes.

BIBLIOTHÈQUE IMPÉRIALE IMPR.

La largeur se compte à partir du bord de la palette jusqu'au centre de l'axe : c'est ainsi que nous l'avons toujours entendu chaque fois que nous avons parlé de la largeur des palettes. On comprend, d'après cette explication, que si l'on mesure la largeur totale d'une palette, il faut en déduire la moitié du diamètre de la tige, si l'on veut avoir la largeur vraie à partir du centre, qui est la seule mesure exacte, puisque la largeur totale varie suivant le plus ou moins de grosseur de la tige.

Le bord extérieur de la palette doit être arrondi concentriquement à l'axe, exactement comme s'il n'était qu'une portion conservée d'une verge à rouleau.

Avec des palettes en rubis, un échappement à R. de R. ne se règle pas.

96. Les palettes doivent être parfaitement polies ; mais on doit éviter de trop sécher le rouge sur sa lime de zinc ou de cuivre, et il faut terminer l'opération du polissage avec un bois tendre chargé du dernier rouge dont on s'est servi.

Quelques ouvriers, dans l'opération du rétrécissement des palettes qui doivent être bien d'égale largeur partout, emploient seulement la pierre pilée et le fer : il faut toujours compléter ce travail avec du rouge et arrondir finement l'angle ; car l'emploi de la pierre pilée laisse sur cet angle une espèce de morfil très nuisible aux pointes des dents de la roue de rencontre et par suite aux palettes elles-mêmes.

Le savonnage est la seule méthode pour nettoyer convenablement une verge, et c'est celle adoptée par les ouvriers soigneux.

De la roue de rencontre.

97. La roue de rencontre, en laiton parfaitement écroui, doit avoir, ainsi que nous l'avons déjà vu (**76**-7°), le plus grand diamètre qu'on pourra lui donner. Il faut que ses dents présentent une bonne épaisseur moyenne, c'est-à-dire que la surface, légèrement arrondie en travers, qui est en prise avec la palette, soit plutôt un peu large que trop étroite.

BIBLIOTHÈQUE IMPÉRIALE IMPR.

Avec une dent mince, l'effort, qui est le même qu'avec la dent large, étant réparti sur une moins grande surface, agit d'autant plus fort sur chaque partie. Les aspérités des deux métaux se pénétrant trop profondément, la palette se pique plus tôt et le frottement va toujours en augmentant.

C'est d'après la même loi que les pivots ont un plus grand frottement et se conservent mal dans les trous minces en métal et en pierre, et que la suspension à couteau se détruit. Le couteau ne portant jamais bien exactement sur toute sa longueur, il n'y a que de petites surfaces qui sont en contact, et elles se *grippent* promptement.

La roue de rencontre doit toujours avoir un nombre impair de dents, afin que lorsqu'une dent entre en prise avec une palette, l'autre palette se trouve dans un vide.

Un praticien (Perron) a fait, il y a plus d'un demi-siècle, des essais de roue de rencontre en or et en acier. Celles d'or n'ont pas préservé les verges; mais celles d'acier ont donné de bons résultats moyennant un peu d'huile aux palettes.

Il est difficile de tailler une roue de laiton très juste, à moins d'enlever peu de matière à la fois, d'avoir une excellente fraise (lime circulaire), et de terminer la denture par plusieurs opérations successives. Les dents cédant plus ou moins sous la pression de la taille, la roue est toujours déformée à la fin de son premier tour.

La roue doit être *ébarbée*, *frisée* à la pointe des dents et *justifiée* avec soin. Une roue qui n'est pas ronde, qui est divisée inégalement, ou qui tourne *mal droit*, fait perdre une partie de la levée, produit des chutes inégales et, en somme, rend parfois le réglage de la montre impossible.

98. Il est bon de corroder modérément les dents avec l'acide azotique (nitrique du commerce); la raison en est expliquée à l'article de la piqûre (chapitre IV). Mais à la suite de cette opération, il faut toujours nettoyer la roue en la brossant légèrement soit avec de la terre pourrie, de la corne de cerf calcinée, ou du charbon doux, et sans prolonger l'action de la brosse au-delà du terme nécessaire pour un simple nettoyage.

On obtient de bons résultats en enlevant aux dents les traits laissés par la taille avec de la pierre à l'eau douce broyée à l'huile et une lime d'étain ; puis on les adoucit avec un bois tendre chargé de charbon doux broyé à l'huile, et on complète l'adoucissage avec une brosse bien garnie du même charbon. L'emploi d'un brunissoir, qui doit être très doux, très propre et très poli, offre plus d'inconvénients que d'avantages quand la roue n'a pas été préalablement ou passée à l'acide, ou parfaitement adoucie, et il ne sert quelquefois qu'à enfoncer plus profondément les corps étrangers attachés à la surface de la dent.

Des pivots et des trous.

99. N'ayant conservé au corps de la verge que la grosseur réclamée pour la solidité, on prendra pour diamètre des pivots, qui doivent être durs, cylindriques et bien polis, un quart de la largeur de la palette : l'expérience ayant démontré que cette proportion de la grosseur du pivot à la longueur du levier est celle qui convient. On donnera pour longueur à ces mêmes pivots trois fois leur diamètre. Le bout des pivots ne doit pas être arrondi, mais être plat et avoir seulement son angle légèrement abattu, afin d'égaliser, autant que possible, les sommes de frottement dans les positions horizontale et verticale ; c'est-à-dire afin de régler du *plat* au *pendu*.

Les pivots de la roue peuvent être de la même grosseur que ceux de la verge. Il n'y a pas d'inconvénient à les tenir un peu plus fins ; mais il faut toujours leur conserver une bonne longueur. Au moins deux fois leur diamètre et plus si l'on peut.

Les trous, en bon laiton, doivent avoir une épaisseur suffisante ; autrement ils rongeraient les pivots. Nous en avons vu la raison à l'article de *la roue de rencontre* (**97**).

L'équarrissoir, qui sert à donner le dernier coup aux trous, doit avoir été légèrement *tiré de long* au rouge. Cette opération, en le débarrassant de minces rebarbes, rendra ses angles moins aigus et moins susceptibles de laisser de petits fragments d'acier aux parois des trous. Ce qui est une cause de destruction peu

soupçonnée, et dont la preuve, au moyen d'une forte loupe, se découvre dans la forme en *scie* des arêtes vives des petits équarrissoirs ayant longtemps servi.

Après l'équarrissoir, on passera dans le trou, pour l'adoucir, une pointe de bois garnie de charbon de bois tendre broyé à l'huile ou de rouge à polir.

Le trou du coq, où passe le tigeron de la verge, ne doit pas être trop grand, pour prévenir, en cas de rupture du pivot, la course du rouage.

Les nez de la potence et de la contre-potence doivent être arrondis en goutte de suif du côté de leurs plaques et avoir un petit jour avec ces mêmes plaques, afin que l'huile puisse rentrer dans le trou à mesure que celle qui s'y trouve se dessèche (**23**).

Les trous en pierre valent moins que ceux en bon laiton : ils rendent une montre difficile à régler et sujette à des écarts subits et imprévus. Il en est de même avec des pivots excessivement fins à l'échappement.

Du balancier.

100. Les auteurs et les artistes praticiens n'ont pas de règle précise, géométrique, pour déterminer la grandeur et le poids d'un balancier.

La règle empirique qui donne sa grandeur lui attribue, dans nos calibres modernes, un diamètre, moyen, égal à celui du barillet. L'expérience, en effet, prouve que le balancier théorique doit s'éloigner peu de cette dimension. Mais comme nous savons que l'on peut, dans certaines limites toutefois, remplacer le poids par le diamètre et réciproquement (**39**), et qu'une trop grande pesanteur au balancier est un obstacle au réglage du plat au pendu, nous conclurons que sa grandeur précise ne peut être déterminée que par l'expérience et la comparaison de montres de dimensions égales et réglées dans toutes les positions (**34** à **39**).

Voici les données de l'expérience quand au poids :

Dans nos calibres actuels, un balancier qui *tire* moins de 25 minutes par heure est trop lourd, il faut le diminuer; autrement il occasionnerait l'arrêt-au-doigt et un surcroît de frottements inutiles. Celui qui tire plus de 27 minutes est trop léger et, par conséquent, il règle mal : il faut le remplacer.

Remarquons que l'opération de faire tirer les minutes ne doit avoir lieu que lorsqu'on s'est assuré de la bonté des engrenages, de la liberté des mobiles, du jeu des pivots garnis d'huile, etc.; car un peu plus ou un peu moins de liberté dans le rouage changera le rapport entre la force motrice et le régulateur, et, par conséquent, l'allure du balancier, qui, alors, quoique tirant le nombre de minutes donné, pourrait bien ne pas être dans des conditions propres à procurer un réglage sûr.

Les montres à vibrations lentes, ayant besoin d'un balancier pesant, *rebattent* facilement au *porter*. Il convient donc que le nombre des vibrations pas heure ne soit pas au-dessous de 16,000, ni au-dessus de 18,000.

Un balancier doit être en parfait équilibre; tout son poids doit se trouver dans sa circonférence; les rayons et le centre doivent être dégagés de matière et n'en conserver que la quantité nécessaire à la solidité (**36**).

101. Un balancier *tirant* un nombre de minutes connu, comme 20 par exemple, on peut déterminer par le calcul combien il faut ôter de son poids pour lui en faire tirer 26. La formule, qui donne la solution de ce problème et qui est due à M. Henri Robert, se trouvera dans l'appendice.

Du spiral.

102. Le spiral ne doit pas avoir un trop grand nombre de tours; car, avec un spiral nombré, l'expérience a prouvé que l'échappement à R. de R. se règle mal. Ce qui s'explique : plus un spiral a de tours, plus il est long; il faut à un long spiral un plus grand mouvement pour mettre en jeu tous ses tours. Or, avec cet échappement, les arcs de vibration étant peu éten-

dus, les tours intérieurs font presque seuls le travail, et les tours extérieurs, qui sont à peu près inutiles, ne servent qu'à rendre moins fixe la position des tours agissants. De plus, dans les grands arcs, par les secousses du *porter*, le développement du spiral étant interrompu violemment, les spires, trop serrées, se heurtent.

Plus un spiral sera long, et plus les inconvénients que nous venons de signaler et ceux dus à la dilatation de l'acier seront sensibles. Il convient donc de le borner à 6 tours, au plus à 8.

On sait que l'isochronisme des vibrations s'obtient par des spiraux très longs; mais on comprend qu'il est parfaitement inutile de le chercher pour l'échappement à R. de R. où l'action du spiral est extrêmement contrariée.

Il serait à désirer que le spiral fût un peu plus fort du centre que du dehors, afin qu'au moindre mouvement du balancier il vibrât dans toute sa longueur; tout au moins faut-il qu'il soit bien d'égale force partout, puisqu'il n'est guère possible d'en rencontrer où cette force progresse régulièrement; car il est facile à remarquer que, s'il y a des tours forts et des tours faibles, ceux-ci seuls vibrent, tandis que les autres ne se développent presque pas.

Le diamètre du spiral est donné par le rayon du balancier. La place du piton se trouvera par la moitié de ce rayon mesurée du centre du coq.

Le spiral doit être parfaitement rond, plat, et bien *centré* par rapport à la verge. Sa virole et son piton doivent tenir avec solidité. Enfin, il faut apporter de grands soins au choix et à la pose d'un spiral : c'est un des principaux éléments de la régularité d'une montre.

De la levée et du renversement.

103. Avec l'ouverture à 100°, nous avons vu que la levée doit être de 40 degrés en totalité. Si elle est sensiblement différente de ce nombre, en moins ou en plus, il arrive, dans le premier cas, qu'on a trop de chute, dans le second cas, que la chute

est trop précise et que le balancier renverse et rebat plus facilement à la coulisse; d'où il s'ensuit que le rebattement de la palette contre la face des dents est plus fréquent.

Les chutes trop grandes font perdre de la force, elles accélèrent la piqûre des palettes et nuisent à la régularité du réglage (**19**).

Les chutes trop précises font courir le risque de voir accrocher l'échappement par la moindre déformation du bout des dents, ou par la présence d'atomes de matières qui s'attachent ou sur les palettes, ou à l'extrémité des dents. En outre, le talonnement du bord de la palette sur le dos de la dent est beaucoup plus à craindre avec des chutes précises.

---

104. *Pour marquer les points de levée* et placer la goupille de renversement, voici comment on procède :

L'axe de la roue étant bien en face du corps de la verge, on fait un trait au coq, par devant et en face du milieu de la coulisse ; puis, avec un compas disposé à cet effet, on prend le tiers du balancier que l'on reporte sur le devant du coq, où deux points, correspondant aux pointes du compas, serviront à indiquer l'étendue de la levée. Le trait primitivement fait au coq doit se trouver au milieu de ces deux points (1).

On opère alors la levée d'un côté, le balancier étant gêné par un papier léger. Quand le dégagement a lieu, on fait une marque avec du rouge au balancier, juste au-dessous du trait du milieu du coq. On ramène le balancier en arrière jusqu'au second dégagement, et l'on opère comme pour le premier. Le milieu entre les deux marques rouges sera la place de la goupille de renversement.

Pour entailler la coulisse on fait marcher le balancier jus-

(1) Le rapport de la circonférence au diamètre vaut géométriquement 3,141592 Le tiers de ce diamètre fait donc un peu moins de 40°. Nous donnerons, dans l'Appendice, un moyen plus précis d'estimer les degrés.

qu'à ce que la dent soit au bord de la palette, mais qu'elle ne puisse lui échapper; on marque avec du rouge un repère au balancier, en face de celui du milieu du coq, puis, le balancier enlevé, on prend, avec un calibre-à-pignon, la distance de la goupille de renversement au repère que l'on vient de faire au balancier : l'une des pointes du calibre-à-pignon étant posée sur la platine, juste au-dessous du trait fait au-devant du coq, l'autre pointe indiquera où la coulisse doit être entaillée d'un côté.

On agira de même pour l'autre côté.

Les rhabilleurs emploient, pour déterminer la levée et le renversement, plusieurs méthodes qu'il est inutile d'ajouter à celle ci-dessus; car l'ouvrier intelligent trouve toujours de lui-même le moyen le plus expéditif.

---

105. Si on augmente la force motrice d'une montre à roue de rencontre, elle avance avec des arcs plus grands, tandis qu'avec une force moindre, elle retarde, quoique avec de petits arcs de vibration, parce que le balancier étant alors plus libre, il est conduit moins vivement.

Quelques horlogers ont vu dans cette remarque un moyen d'arriver à une espèce d'isochronisme des oscillations. Ils auraient dû faire attention que la promptitude des grands arcs, provenant du rebattement de la palette, était une cause de destruction et d'irrégularité.

Quant à la proportion entre le recul et la levée qui, selon Berthoud, procurerait l'isochronisme, il est inutile de la chercher ; car, en outre de la difficulté de la trouver, il faudrait que la roue allât jusque dans le corps de la verge, et l'usure des trous, d'ailleurs, changerait bientôt la position des mobiles.

Nous donnerons dans l'appendice la description des divers instruments qui servent à vérifier l'ouverture, justifier la roue, égaliser la fusée, etc., etc.

CHAPITRE IV.

DES CAUSES DES ARRÊTS ET DES VARIATIONS DE L'ÉCHAPPEMENT A ROUE DE RENCONTRE.

106. Une des causes principales des irrégularités de l'échappement à R. de R. réside dans la prompte destruction opérée à la surface de ses palettes. Comme un certain nombre d'horlogers expliquent encore cet effet par des raisonnements erronés, nous croyons utile de faire connaître ici les causes les plus généralement reconnues de cette destruction.

De la piqûre.

Quelques auteurs attribuent la piqûre des palettes à ce que ces palettes, subissant successivement l'effort de 11 ou 13 dents, sont plus souvent frappées que ces dernières. Ils prétendent aussi en trouver la cause dans une percussion répétée sur un même point qui se dépolit et s'entame, tandis que la pointe de la dent s'use sans perdre sa forme.

Si cette explication qui, du reste, ne supporte pas l'examen, était juste, aucune verge ne résisterait, et l'on sait qu'on en rencontre, de temps en temps, qui sont très bien conservées (1).

Une cause de destruction sur laquelle les gens capables paraissent d'accord aujourd'hui. c'est la présence dans le laiton de matières étrangères introduites dans l'alliage au moment de la

(1) Quand les praticiens sont appelés à remplacer une verge dont les palettes ne sont pas endommagées, ils ont toujours grand soin de ne faire que nettoyer la roue sans essayer aucune espèce d'amélioration par le polissage, etc., car ils savent très bien que si les palettes de la nouvelle verge sont dans de bonnes conditions, elles se conservent intactes dans le plus grand nombre de cas. C'est une preuve de plus que l'usure des palettes doit être attribuée à la mauvaise qualité du laiton ou à l'exécution vicieuse de la roue.

fusion, ou d'incrustation d'atomes d'acier dans la face des dents et provenant soit de la fraise qui les a taillées, soit de la lime qui les a arrondies, ou, enfin, de petites soufflures imperceptibles recelant des oxydes métalliques, qui, comme on sait, en tapissent toujours les parois.

On a remarqué que les verges qui ne sont pas entaillées jusqu'au centre se piquent plus tôt. Or, comme elles ont moins de chute, mais plus de recul que les autres, cela prouverait que le recul est une des principales causes de la piqûre.

107. La présence de l'huile aux palettes, où les malpropretés s'amassent et empâtent les pointes des dents, de trop fortes chutes, les dents de la roue trop minces, une roue d'échappement d'un très petit diamètre, l'engrenage de roue de champ défectueux et s'opposant au recul; ce qui rend ce dernier plus rude, l'acier de la verge peu trempé ou brûlé à la trempe, l'oxydation de la roue, l'imperfection du travail (les angles trop vifs, les polis et les adoucis négligés, etc.), un nettoyage mal fait, enfin la mauvaise qualité des matières employées, sont autant de défauts qui amènent la prompte piqûre des palettes.

D'après des expériences faites dans de bonnes conditions, la présence de l'huile aux palettes n'est une cause de destruction que parce qu'elle s'amalgame les malpropretés tombées dans la montre et la fine limaille produite par la légère usure de la pointe des dents.

Les verges anciennes étaient piquées moins vite.

108. Il est peu d'horlogers qui n'aient remarqué combien les verges modernes se piquent plus promptement que les anciennes.

Un auteur, tout en constatant ce fait, laisse entendre d'une manière dubitative qu'il pourrait provenir, soit des qualités métalliques supérieures autrefois, soit de la différence des dimensions, soit de la plus grande hauteur des cages qui permettait de tenir les tiges des pignons et verges longues et minces, et les rendait ainsi susceptibles d'un peu de torsion élastique. Il est

probable, en effet, que certains frottements, dans ces conditions, sont plus doux qu'avec les tiges courtes et inflexibles.

Toutefois, en tenant compte des remarques ci-dessus, on peut expliquer ainsi la piqûre plus fréquente des palettes.

1° Les roues et les verges anciennes, qui ne se faisaient pas en fabrique et par masses, étaient établies avec beaucoup de soin. Les roues en laiton de chaudière bien écroui, et qui, dans un long usage, ayant passé par des températures très diverses, avait subi ainsi plusieurs espèces de *dérochages*, qui l'avaient épuré. Les verges en acier de choix parfaitement trempé et poli. Cela suffirait pour s'expliquer la supériorité des anciennes constructions sur les modernes dont, la plupart du temps, les ouvriers, *étant aux pièces*, ne s'inquiètent que de produire par grandes quantités. Aussi les roues sont-elles presque toujours en laiton de mauvaise qualité et écroui sans précaution. Il est même assez rare d'en rencontrer qui soient divisées avec justesse. Quant aux verges, faites dans les mêmes conditions de promptitude et avec de l'acier de mauvais choix, elles sont très souvent à peine trempées ou brûlées à la trempe.

2° Les anciennes cages, étant très hautes, permettaient de laisser une plus grande hauteur au barillet et un plus grand diamètre à la roue de rencontre.

La roue de rencontre agissant sur sa palette par l'extrémité d'un levier plus long, le frottement devait être plus doux.

Le ressort moteur, étant large et mince, conservait bien son élasticité. On pouvait alors le choisir qu'il eût strictement, ou à peu près, la force nécessaire. Ce qui ne peut avoir lieu avec nos ressorts modernes que l'on est obligé de faire étroits et épais, et qui, par conséquent, n'ont pas de souplesse et se *rendent* facilement. Il les faut donc plus forts, proportionnellement, qu'autrefois.

Ajoutons qu'avec les cages hautes la verge, ayant un long tigeron, l'huile ne montait pas à la palette.

3° Les montres anciennes battaient, pour la plupart, un nombre moindre de vibrations que celles d'aujourd'hui, et l'arc total de ces vibrations était plus petit (il est fixé quelque part par Ber-

thoud à trois fois la levée). Les montres modernes, ayant à faire un plus grand nombre de vibrations et un arc plus grand à parcourir, doivent se détruire plus vite, puisqu'elles ont plus de frottement.

4° La méthode, adoptée de nos jours, de donner à l'angle des palettes une plus grande ouverture, est cause, ainsi que nous l'avons vu précédemment, que le plan de la palette agit beaucoup plus perpendiculairement à l'axe de la roue, et le frottement, devenu plus rude, doit marquer la palette beaucoup plus promptement.

Moyens de prévenir la piqûre.

109. Les palettes doivent être polies avec les soins et les précautions que nous avons indiquées à l'article de la verge (**96**).

Quant à la roue, après s'être assuré que ses angles sont abattus, ses faces de dents légèrement arrondies et même adoucies, on la déroche à l'acide.

Toutes les parties d'acier et celles de la roue qu'on veut préserver de l'action de l'acide doivent être enduites d'une forte couche, soit de cire, soit d'un mastic mou fait avec du blanc d'Espagne et de l'huile (il faut éviter d'en mettre par mégarde aux pointes des dents). La roue, ainsi préparée, doit être plongée dans un bain d'*eau seconde* (acide azotique étendu d'eau) pendant une dizaine de secondes environ ; puis lavée à l'eau pure et passée à l'esprit-de-vin. Il y a avantage à en terminer le nettoyage avec une brosse chargée de terre pourrie ou de charbon doux à l'huile, et suivant ce qui a été dit à l'article de la roue de rencontre (**98**).

Le dérochage de la roue exigeant un peu d'expérience et quelques connaissances des propriétés des acides pour être bien fait, on pourra, dans le plus grand nombre de cas, se contenter d'un adouci fait avec soin et comme il a été indiqué à l'article **98**.

Il suffit que nous ayons signalé plus haut (**107**) les causes de la piqûre auxquelles ne peuvent remédier ces précautions,

pour que tout horloger puisse facilement trouver le remède lui-même.

De l'arrêt au doigt.

110. L'arrêt-au-doigt provient ordinairement :

1° D'un rouage qui n'est pas libre, soit par les défauts des engrenages, l'épaississement des huiles, la faiblesse du ressort, les frottements inutiles, etc. ;

2° D'un balancier qui est trop pesant ou qui n'est pas libre par suite des trous trop justes, du frottement de sa tige dans le trou du coq, ou au nez du lardon, ou bien des pivots faussés, etc. ;

3° D'un spiral qui, mal centré et mal droit, force et gêne le mouvement du balancier ;

4° D'un échappement qui est trop près ;

5° D'une roue qui, ayant trop de jeu, prend, par moment, jusque dans le corps de la verge.

Il faut rechercher avec soin, avant d'essayer aucune correction, quelles sont celles de ces causes qui produisent l'arrêt et ne pas imiter les mauvais ouvriers qui diminuent le poids du balancier jusqu'à ce qu'il n'arrête plus au doigt. Ils ne comprennent pas que ce balancier, devenu trop léger, subira fortement les influences de la température, des agitations du *porter* et des inégalités de la force motrice ; que la montre ne pourra jamais se bien régler, et qu'ils ne font qu'ajouter un défaut de plus à ceux qui occasionnaient l'arrêt-au-doigt.

---

111. Les autres causes d'arrêt et de variation les plus fréquentes sont :

Un engrenage de roue de champ défectueux. Cet engrenage doit être fait avec les soins les plus minutieux. (Voir le *Traité des engrenages* à l'article de *la roue de champ*.) Il cause à lui seul une bonne moitié des arrêts et des irrégularités de réglage des montres à roue de rencontre.

Une fusée qui n'est pas égalisée avec son ressort. Si l'on n'a pas d'outil pour égaliser la fusée, il n'y a de remède qu'en changeant le ressort et jusqu'à ce que l'on en ait trouvé un dont la force, du haut au bas de la fusée, ne soit pas trop différente.

Une verge entaillée plus que le centre. Il faut la remplacer.

Une verge qui n'est pas d'ouverture. On l'ouvre ou on la ferme à la flamme de la lampe, et sans faire revenir les palettes, par des procédés connus de tous les rhabilleurs.

Nous donnerons dans l'appendice la description de l'instrument propre à vérifier l'ouverture.

Une verge dont les palettes sont trop étroites. Elle procure une plus grande chûte. Pour éviter ce défaut, il faudrait donner à cette verge une ouverture un peu plus grande et que la roue allât presque jusqu'au corps de la verge. Il serait plus sûr de remplacer cette dernière, pour ne pas tomber dans l'inconvénient des palettes trop ouvertes (94).

Une verge ne tournant pas rond et touchant au nez ou au pivot du lardon.

Une roue ne tournant ni rond ni droit. Elle fait perdre de la levée et les chutes sont inégales. Il faut justifier la roue dent par dent. Le mieux serait de la remplacer.

Les dents de la roue faussées ou inégales. Le cas est identique au précédent.

On parvient, quelquefois, à atténuer ces défauts par le procédé suivant :

On rapproche la roue de rencontre de façon à la faire accrocher légèrement. On marque au rouge les dents qui ne passent pas, puis, on les courbe du côté convenable avec des brucelles. Cette opération, qui exige une grande délicatesse, doit être répétée jusqu'à ce qu'une levée suffisante soit obtenue.

Des dents trop inclinées ou qui ne le sont pas assez. Les dents trop peu inclinées doivent être attaquées, à la lime, par devant et sans toucher aux pointes. Quant aux dents qui sont trop inclinées, le mal a peu de remède, parce qu'on ne peut pas

les dégager suffisamment sur le dos pour empêcher le talonnement de la palette. On peut essayer de courber les pointes des dents légèrement en arrière.

UNE ROUE TOUCHANT A L'ASSIETTE DU BALANCIER OU BIEN PRENANT TROP AU BAS DE LA PALETTE INFÉRIEURE.

LE RENVERSEMENT provient d'une goupille du balancier mal placée, ou d'une coulisse entaillée trop profondément. Avec une denture inégale à la roue, ou des dents faussées, le renversement peut ne se produire que sur quelques dents.

LE RACCROCHEMENT est produit par des chutes trop précises, ou une denture inégale, ou des pointes de dents trop épaisses.

LES MOBILES GÊNÉS. Il arrive quelquefois que les mobiles, et principalement la roue de rencontre, sont gênés quand la montre entière est remontée. Cet effet est produit par le *gondolement* de la petite platine qui n'est pas plate et qui ne porte pas d'à plomb sur ses quatre piliers.

LE REBATTEMENT DE LA GOUPILLE DE RENVERSEMENT. Une coulisse qui n'est pas assez entaillée, la goupille du balancier mal placée, trop de levée, une force motrice en excès, sont les causes qui le produisent.

L'AXE DE LA ROUE QUI N'EST PAS PARALLÈLE A LA PETITE PLATINE, OU LA VERGE QUI N'EST PAS PERPENDICULAIRE A CETTE MÊME PLATINE, ont pour effet de faire perdre de la levée et de faire prendre plus avant sur une palette que sur l'autre.

UN BALANCIER QUI N'EST PAS D'ÉQUILIBRE, OU PAS DE POIDS, OU QUI TOUCHE AU COQ, AU PITON, ETC.

UN SPIRAL DE MAUVAISE QUALITÉ, OU MAL POSÉ, OU QUI BRIDE ENTRE SES GOUPILLES,. ETC.

UNE COULISSE FONCTIONNANT MAL OU SE SOULEVANT.

UNE VIROLE OU UN PITON QUI BOUGENT.

UNE GOUPILLE DE RENVERSEMENT TOUCHANT QUELQUE PART, OU MONTANT SUR LA COULISSE.

DES PIVOTS TROP COURTS. Si leur extrémité ne porte pas sur les contre-pivots, les cônes, des portées rabattues, frottent dans les noyures, etc., etc.

ÉCHAPPEMENT A CYLINDRE

CHAPITRE PREMIER.

PRÉLIMINAIRES.

112. L'échappement à cylindre, qui appartient à la classe des échappements à repos, a été inventé par un célèbre horloger anglais, Graham. Il commença à être connu en France en 1724 et fut, à son apparition, assez peu apprécié de bon nombre d'artistes français. Ce qui provenait, en outre de la défiance qu'inspire toute nouveauté, de ce que ses principes n'étant pas encore établis d'une manière précise, les premiers essais ne furent pas heureux. Berthoud, entre autres, voulut, mais en vain, prouver théoriquement la supériorité de l'échappement à roue de rencontre sur celui à cylindre et, en général, sur tous ceux à repos; mais il rencontra pour adversaire Jodin, qui dans un mince volume, plein de bonnes choses, fit preuve d'un jugement sûr et d'une profonde étude de cet échappement; mais qui, quoiqu'ayant rencontré juste dans la plupart de ses appréciations, ne put donner de grands éclaircissements sur les procédés de construction. Aujourd'hui l'échappement à cylindre, sorti enfin des tâtonnements qui suivent toute découverte, plus connu, mieux exécuté par suite de l'invention d'outils spéciaux qui ont abrégé et perfectionné sa fabrication, donne de très bons résultats quant à l'usage civil.

Berthoud est le premier qui ait développé, explicitement, quelques principes pour la construction de cet échappement, et, quoique sa théorie des échappements à repos pour montres renferme beaucoup d'erreurs, ainsi que l'expérience l'a

BIBLIOTHÈQUE IMPÉRIALE IMPR.

prouvé, on doit lui tenir compte de son travail. Toutefois, il faut se souvenir, en le lisant, que de son temps les roues de cylindre étaient en laiton et très épaisses ; l'huile s'y décomposait promptement, les dents, qui étaient sujettes à se fausser, s'usaient et devaient avoir une plus grande facilité à gripper par un excès de force motrice; le cylindre, très souvent épais et lourd, portait un balancier grand et léger. Ses pivots, généralement plus gros que ceux du système actuel, roulaient dans des trous en laiton qui s'agrandissaient graduellement. On conçoit que toutes ces causes réunies devaient augmenter de beaucoup la force et l'irrégularité des frottements et produire, en conséquence, des variations assez sensibles, surtout par les changements de température. Si nous ajoutons que, dans la plupart des anciennes montres, les vibrations étaient plus courtes que dans les montres modernes; que le nombre de ces vibrations, qui alors ne dépassait guère 14,000 ou 15,000 par heure, est aujourd'hui de 18,000, et que l'emploi de la fusée, presque général à cette époque, avait le double inconvénient d'absorber une grande partie de la force motrice et d'occasionner l'arrêt-au-doigt, on comprendra pourquoi cet échappement fit naître une si grande diversité d'opinion parmi les artistes du temps.

---

113. Par l'emploi de cet échappement dans une montre, on a la troisième roue plate, et par conséquent un engrenage bien préférable à celui de la roue en couronne, cette cause perpétuelle de variation dans les montres à roue de rencontre.

La suppression de la fusée, en diminuant les chances d'accident, permet d'avoir, puisqu'il faut moins de force au moteur, un grand ressort moins raide et par conséquent plus mince et plus souple.

Enfin, on obtient avec cet échappement, quand son exécution est suffisamment soignée, et malgré l'absence de la fusée, une régularité bien supérieure à celle à laquelle on parvient

BIBLIOTHÈQUE IMPÉRIALE

avec celui à roue de rencontre. Ce qui prouve, par l'évidence, que l'échappement à cylindre corrige mieux que l'autre les inégalités de la force motrice.

Son prix est peu élevé. Son exécution n'est pas très difficile et on peut le placer dans des montres d'une épaisseur modérée sans altérer les conditions de son exactitude,

Si la roue et le cylindre sont en acier de choix, parfaitement trempé et poli, l'échappement fonctionnera bien et longtemps, sans usure aux parties frottantes. Il ne faudra que le nettoyer et renouveler l'huile de temps à autre, et, sauf les accidents, sa marche conservera de l'uniformité. Car, une grande partie des arrêts de mouvement et des inégalités du réglage a sa cause, non-seulement dans une exécution vicieuse, mais, très souvent aussi dans la manie de *platitude* qui préside à l'établissement des pièces du commerce, dans lesquelles il est rarement possible de le construire selon les règles de la bonne horlogerie.

Il ne faudrait pas cependant conclure, comme le font encore quelques horlogers arriérés, qui le classent parmi les échappements de précision. Car, quelque bien exécuté qu'il soit, et quoique excellent pour l'usage civil, il est inférieur aux échappements Duplex, à ancre, à ressort.

---

114. Le défaut principal de cet échappement consiste en ce qu'il exige un nettoyage assez fréquent, parce qu'il ne peut se passer d'huile et que le frottement du repos se faisant sur une assez grande circonférence (les diamètres extérieur et intérieur du cylindre), l'épaississement de cette huile augmente la puissance de ce frottement déjà considérable. Il arrive, alors, que la force motrice devenant plus faible à mesure que la résistance éprouvée par l'échappement devient plus forte, les arcs de vibration, gênés dans leur mouvement, sont plus petits et plus lents, et que la montre subit un retard progressif.

Il est donc nécessaire de renouveler l'huile aussitôt qu'elle n'est plus suffisamment fluide; l'expérience ayant démontré que

les vibrations courtes et lentes sont impressionnées plus vivement par les changements de la température et les secousses du *porter*. Mais ce nettoyage, un peu plus fréquent à une montre à cylindre qu'à une montre à roue de rencontre, est largement compensé par la supériorité du réglage de la première sur la seconde.

DÉNOMINATION DES PARTIES.

115. *Du cylindre* (*fig.* 1, *pl.* II).

1. Tigerons.
2. Grand tampon, ou tampon d'en haut.
3. Petit tampon, ou tampon d'en bas.
4. Grand canon.
5. Petit canon.
6. Face de tampon.
7. Grande lèvre, ou lèvre d'entrée.
8. Petite lèvre, ou lèvre de sortie.
9. Coche de renversement.
10. Plats des canons.
11. Portion du cylindre nommée communément repos du cylindre.
12. Portion du dos appelée dans les fabriques la colonne du cylindre.

L'assiette destinée à porter le balancier est représentée au pointillé.

116. *De la roue* (*fig.* 2 *et* 3, *pl.* II).

1. Plat des dents.
2. Plan incliné ou simplement *incliné*.
3. Colonne.
4. Bras des *U*.
5. Pointe de la dent.
6. Talon de la dent.
7. Vide entre deux dents nommé *U*.

Les dents se désignent indifféremment sous le nom de dents ou *marteaux*.

FONCTIONS DE L'ÉCHAPPEMENT (fig. 4, pl. II).

117. Supposons le cylindre maintenu au repos du spiral et placé dans un vide entre deux dents.

L'on donne un tour de clef à la montre ; la dent de la roue se présente contre une lèvre du cylindre (A). Cette dent continuant son mouvement contre cette lèvre (B) la pousse, en arrière, sur toute la longueur du plan incliné, et oblige ainsi le cylindre et son balancier de tourner vers la gauche. C'est ce glissement du plan incliné contre la lèvre qui constitue une *levée*. La levée terminée, la dent échappe définitivement à la lèvre par un petit saut brusque (la chute), et sa pointe va s'appuyer contre l'intérieur du cylindre (C), qui continue son mouvement circulaire par l'effet du poids du balancier. C'est alors qu'a lieu le *premier repos*, puisque la roue demeure immobile étant retenue par le frottement de la pointe de sa dent contre l'intérieur du cylindre en mouvement (D).

Ce repos doit durer jusqu'à ce que le spiral ait ramené le cylindre à sa première position. Le repos de la roue cesse aussitôt, parce que l'incliné, se trouvant au bord de la seconde lèvre (E), glisse dessus en la poussant en arrière, et opère ainsi la seconde *levée*, au bout de laquelle la dent s'échappe définitivement du cylindre (K). Au moment où cette dent s'échappe, la dent suivante vient s'appuyer contre la circonférence extérieure du cylindre (H) et commence, ainsi, un *second repos* qui ne cesse qu'au retour du cylindre ramené par le spiral. Cette dent, se trouvant, alors, dans la position indiquée en A, remplit exactement les mêmes fonctions que nous venons de voir accomplir à la première dent qui a passé, et il en sera de même pour toutes les dents successivement.

On voit que chaque dent de la roue opère deux repos, l'un sur le dos et l'autre dans l'intérieur du cylindre, et deux levées ; une sur chaque lèvre. Ces deux levées, réunies, constituent la levée totale de l'échappement.

Chaque incliné pousse ainsi, alternativement, le cylindre à droite et à gauche pour le mettre en mouvement et lui restituer, par une nouvelle impulsion, la force nécessaire à l'entretien des vibrations.

Il est clair que plus la roue d'échappement aura de force pour se mouvoir, plus elle appuiera vigoureusement sur chaque

lèvre, ce qui augmentera l'étendue des vibrations, mais sans changer rien à l'étendue de la levée.

L'entaille désignée sous le nom de *coche de renversement* (*n°* 9, *fig.* 1, *pl.* II) a pour effet d'empêcher le battement de la lèvre contre le bras des U, et de permettre au balancier de décrire un tour entier.

CHAPITRE II.

PROPORTIONS ADOPTÉES A DIFFÉRENTES ÉPOQUES.

118. JODIN (1755). « La pointe de la dent doit passer par le centre du cylindre. Le frottement sur le repos en sera plus doux. »

Le plan incliné doit être droit, ou formé selon la courbe la plus approchante de la ligne droite. « C'est celle qui procure le plus grand mouvement au balancier. »

La levée de 40°. Il y aurait avantage à la réduire à 30°.

L'ouverture du cylindre, 190°, environ, pour la partie laissée pleine.

L'épaisseur de l'écorce du cylindre, environ 1/6^{me} de la longueur du plan incliné.

Il est bon de remarquer ici que du temps de Jodin les montres à cylindre étaient généralement grandes et hautes, et qu'avec les roues de laiton, il était utile de conserver à l'écorce du cylindre une certaine épaisseur.

119. LEPAUTE ET JURGENSEN. Nous ne résumerons pas dans des articles à part les données de Lepaute et de Jurgensen, par la raison que les premières ne sont qu'un emprunt, peu développé, fait à Jodin, et que les secondes ne sont autre chose que celles de l'*Essai* de Berthoud, sauf quelques détails appartenant les uns à Jodin, les autres à l'auteur.

Jurgensen, dont l'ouvrage a été en partie copié par les auteurs subséquents, paraît être le premier qui ait proposé et employé la roue de cylindre en acier.

Il est partisan du plan incliné droit, comme étant celui qui procure les vibrations les plus étendues.

120. BERTHOUD (1786). « Le milieu du plan incliné (A, *fig.* 5, *pl.* II) doit passer par le centre du cylindre, afin que ce plan incliné, en opérant la levée, agisse autant en dehors qu'en dedans de la ligne des centres (B. nomme ainsi MA). Il s'ensuivra que la décomposition des forces étant, à très peu près, la même au-dessus et au-dessous de cette ligne, on aura l'uniformité (1). »

« Si le milieu du plan incliné passe bien par le centre du cylindre, on a moins de chute, et par conséquent moins de force perdue. »

« La partie pleine du cylindre doit être de la moitié de sa circonférence, plus la hauteur de l'incliné. Ainsi plus la dent sera inclinée et plus le cylindre devra être fermé, et la levée augmentera en proportion. Il faut donc déterminer d'abord la levée qu'il convient d'avoir sur une lèvre, et une fois le nombre de degrés de cette levée connu, on l'ajoutera à la demi-circonférence du cylindre. »

Berthoud portant la levée nécessaire sur chaque lèvre à 20°, la partie pleine de son cylindre est de moitié de la circonférence (360 divisé par 2) plus 20 degrés, c'est-à-dire 180° + 20°, ou 200 degrés.

L'épaisseur de l'écorce de son cylindre est de 1/10^{me} de la longueur du plan incliné.

« Le plan incliné ne doit former avec la tangente du point A (*fig.* 5, *pl.* II) qu'un angle ayant d'ouverture autant de degrés qu'il y en a d'ajouté au demi-cylindre (20°) ; ou, si la tangente est prise en D, qu'un angle moitié de l'angle voulu de levée,

(1) Quand même il n'y aurait pas égalité absolue, il n'en résulterait pas un défaut, témoin l'échappement libre à cercle et à détente qui n'a de levée que d'un côté, et l'échappement à virgule simple qui, pour produire ses plus grandes vibrations, doit lever plus d'un côté que de l'autre; mais l'égalité vaut mieux. (*Note de Moinet.*)

puisque le rayon DE est double de celui du cylindre, pris de A en E. »

« Ainsi, si l'on veut une levée de 20° sur une lèvre seulement, l'angle formé par l'incliné avec la tangente en D ne doit être que de 10°. »

Berthoud voulait d'assez gros pivots, afin de diminuer l'étendue des vibrations et les frottements sur le cylindre, l'expérience a prouvé que c'était à tort.

Nous bornerons notre extrait à ce qui précède, car la plupart des autres détails ou appréciations théoriques de cet auteur ont été mis à néant par l'expérience.

121. TAVAN. (Rapport fait en 1805 à la Société des arts de Genève, et publié seulement, après révision et correction du texte, en 1830.)

« Les faces frottantes, ou plans inclinés des dents, doivent faire un angle d'environ 24° avec la tangente au cercle que décrit leur base. Cette inclinaison paraît la plus avantageuse à la levée. »

« Les inclinés courbes, dans le sens de leur longueur, sont préférables aux inclinés droits, parce qu'ils agissent pendant la levée beaucoup plus uniformément. »

« L'incliné, droit ou courbe, doit être arrondi dans le sens de sa largeur, c'est-à-dire, formé, comme on dit, en *baguette*. La surface frottante contre les lèvres du cylindre se trouve alors extrêmement réduite, mais l'expérience a prouvé que l'usure du cylindre n'en est pas augmentée, parce que cette usure provient ordinairement de la poussière qui, s'attachant à l'huile des dents, forme un sable rongeur. Elle provient souvent aussi de la mauvaise qualité des métaux ou de leur défaut de poli. »

« L'épaisseur de la lèvre du cylindre doit être d'environ 1/7^{me} de la longueur de l'incliné. Quant à l'ouverture du cylindre, la partie qui reste pleine doit être de 10° de part et d'autre de plus que la demi-circonférence, plus ce que l'arrondissement du bord des lèvres leur fait perdre de levier dans l'acte de la levée. »

La moitié de la circonférence (180°), plus deux fois 10°, donne 200°. Si on ajoute quelque chose pour l'arrondissage des deux lèvres, on aura pour la partie pleine un peu plus de 200°.

« La levée doit être de 20° sur chaque lèvre. En totalité de 40°. »

« Par la nature des mouvements simultanés des pièces frottantes dans cet échappement, les frottements qui s'exercent contre les lèvres du cylindre dans les deux levées ne sont pas semblables ; dans la première levée, la lèvre a un mouvement en partie opposé au mouvement progressif de la face frottante de la dent, tandis que, dans la seconde, les deux mobiles fuient ensemble avec des vitesses différentes. » (Le premier frottement est de ceux dits *rentrants*, le second est un frottement *sortant*.)

« Le frottement sur les arcs de repos agissant alternativement sur deux rayons de résistance, qui diffèrent l'un de l'autre de l'épaisseur de l'écorce cylindrique, on comprend que, par conséquent, son influence sur les vibrations du balancier est inégale. »

122. M. MOINET. « Actuellement dans la pratique la plus générale, comme dans la figure de Cumming (1), on ne donne à la partie pleine ou repos de cylindre, y compris l'arrondi de la lèvre d'entrée et l'incliné de celle de sortie, qu'environ 190° au plus ; en sorte qu'au moment où l'angle postérieur de la dent échappe à la lèvre, qu'elle a fait reculer, la pointe de cette dent tombe sur le repos en arrière du bord de la lèvre de sortie, mais seulement de la quantité nécessaire à la sûreté du repos, c'est-à-dire, pour ne pas atteindre le plan incliné de la lèvre, quantité qui se trouve être d'environ 3°. »

« Si l'on ajoute à cette sûreté de 3° la petite partie de levée produite par l'incliné de la lèvre de sortie, ou par l'arrondi de

(1) Horloger anglais qui, selon M. Moinet, fut le premier à proposer, dans le dernier siècle, la forme courbe pour les inclinés. Il avait aussi admis pour l'ouverture du cylindre celle proposée ici.

(Nous ferons remarquer que Jodin, en France, avait traité la question des courbes plusieurs années avant Cumming.)

la lèvre d'entrée, qui est d'environ 5°, on aura 8° à ajouter au demi-cylindre, en plus de sa demi-circonférence, ce qui donnera 188° de plein à laisser en définitive. »

« Comme il n'est pas facile de préciser de si petites quantités, portons à 190°, sauf à réduire un peu au besoin, et d'après l'expérience. »

« On conçoit que la chute de la pointe de la dent sur le dehors du cylindre doit avoir lieu avec la même sûreté qu'en dedans, c'est-à-dire d'environ 3° en arrière de l'arrondi de la lèvre d'entrée; cet arrondi doit s'étendre un peu plus en dehors qu'en dedans, et être formé d'une courbe moins rapide du côté du repos, où elle prépare l'entrée de la dent. »

Pour la levée et l'inclinaison à donner au plan incliné de la dent, les chiffres de M. Moinet ne sont autres que ceux de Berthoud.

123. M. WAGNER. « Le perfectionnement qu'il importe le plus d'introduire dans tout échappement est celui qui tend à le faire marcher, sous une action déterminée, avec le moins de frottement possible. » (La question des frottements, quoique importante, n'est pas la principale.)

Selon les principes de cet auteur, si l'on veut que l'échappement à cylindre ne s'arrête pas au doigt, que ses frottements soient réduits le plus possible, et que l'étendue de ses oscillations soit la plus grande qu'on puisse avoir, il faut : 1° placer le centre de rotation du cylindre sur la tangente; 2° entailler le cylindre à 180°, moins la saillie des lèvres (estimée à 4° ou 5°); 3° avoir pour l'angle de levée un angle égal à la circonférence de la roue divisée par le double du nombre de ses dents.

Pour une roue de 15 dents, on aura ainsi un angle de levée de 12°.

« La surface de la dent (ou la droite passant par les deux extrémités), le diamètre du cylindre et la tangente ne formeront qu'une seule et même ligne. »

« Je ferai remarquer que, en maintenant les conditions ci-dessus énoncées, cet angle (celui de levée) varie en raison inverse du nombre des dents de la roue. »

« Ici se présenteront probablement des objections de la part d'un grand nombre de praticiens, qui avec ce nombre de dents à la roue (15 dents) ont l'habitude de faire lever l'échappement de 20, 25, 30 et même 40 degrés, bien convaincus qu'ils impriment, avec cette levée, une plus forte impulsion au balancier; il est facile de démontrer le contraire à l'aide de la loi des plans inclinés. »

« Plus on augmentera la hauteur du plan incliné, plus le fuyant deviendra long et, par conséquent, plus le frottement, pendant la levée, sera considérable ; le diamètre du cylindre, augmentant également, ajoute encore au frottement durant les arcs supplémentaires. »

Avec cette augmentation de hauteur à l'incliné, « si l'on veut conserver au cylindre une ouverture de 180°, il importe de placer son centre de rotation sur le milieu du fuyant *droit* de la dent. »

Mais « dans ce cas, le centre ne se trouvant plus sur la tangente, comme nous l'avons dit plus haut, il se produira encore une augmentation de frottement assez sensible. »

« Néanmoins il est possible, tout en maintenant le centre de rotation sur la tangente, de faire lever cet échappement plus ou moins que n'indique cette méthode; mais ce résultat ne peut être obtenu qu'aux dépens de l'ouverture du cylindre. »

Quant à la forme à donner à l'incliné, l'auteur adopte une forme convexe et dont la courbure est formée de deux arcs de cercles raccordés, dont les centres sont en U et en Q (*fig.* 6, *pl.* II).

La propriété de cette courbe est, selon l'auteur, de rendre l'action de la force motrice proportionnelle à la résistance croissante du spiral.

Les principes nouveaux, dont nous venons de donner un aperçu, sont considérés par les théoriciens comme la solution géométrique, et par conséquent décisive, des problèmes soule-

vés. Mais il reste à compter avec l'expérience, et il n'est pas impossible de trouver dans la géométrie même les éléments d'une solution contraire.

L'auteur, comme l'ont fait trop souvent ses devanciers, s'est préoccupé, outre mesure, d'une des conditions principales à l'exclusion des autres, ainsi que nous le démontrerons plus loin ; et le résultat définitif a été que les montres auxquelles ses principes ont été appliqués se sont généralement fort mal réglées, et, pour notre part, nous avouons en avoir fait l'expérience à nos dépens.

OUVERTURE DU CYLINDRE.

124. Pour la partie laissée pleine,

Jodin veut.	190°	Minimum 185°. Maximum un peu plus de 200°.
Berthoud.	200°	
Tavan.	un peu plus de 200°	
Moinet.	190°	
M. Wagner.	185°	

LEVÉE TOTALE, DONNANT LA HAUTEUR DE L'INCLINÉ.

Jodin.	30°	Minimum 24°. Maximum 40°.
Berthoud.	40°	
Tavan.	40°	
Moinet.	40°	
M. Wagner.	24°	

125. Nous ne nous livrerons pas à un examen critique et comparatif des données de ce tableau, le lecteur suppléera aisément à cette lacune après la lecture du chapitre suivant. Consignons seulement ici quelques remarques utiles.

L'ouverture proposée par Jodin, vers le milieu du siècle dernier, se trouve précisément être celle adoptée par M. Moinet à près d'un siècle de distance. Quelques artistes du temps de Jodin ouvraient leurs cylindres un peu plus que les siens : la partie pleine devait donc être, à très peu près, égale à celle conservée par M. Wagner.

Jodin, qui avait primitivement adopté 40° pour le chiffre de

la levée, la réduisit plus tard à 30°, conformément à l'opinion, accréditée de son temps, qu'il y avait avantage à réduire autant que possible la levée d'un échappement à repos; et nous verrons qu'il avait raison de borner à ce chiffre celle de l'échappement à cylindre de son époque (**170**).

CHAPITRE III.

PRINCIPES DE L'ÉCHAPPEMENT A CYLINDRE.

De la forme des dents.

126. La question de la meilleure forme à donner aux dents de la roue de cylindre est très loin d'être une question neuve. Il y a près d'un siècle qu'elle a été traitée par Jodin, et nous ajouterons, traitée avec sagacité, quoique incomplétement et sauf quelques erreurs, qui doivent être imputées moins à l'artiste qu'à l'état de l'horlogerie et de la science à son époque.

Nous empruntons à son ouvrage les fragments qui suivent :

« Les trois formes particulières qu'on peut donner à ces « courbes (celles de l'incliné) répondent aux trois objets sui- « vants, quoique à levée égale :

« 1° Cette courbe peut avoir la forme dont il a été question « (c'est la courbe dont les parties égales font parcourir des arcs « égaux au cylindre) et dont il résultera uniformité dans les « arcs que chacune de ces parties fera décrire.

« 2° On peut demander que sa nature soit telle que la courbe « éprouve toujours la même résistance de la part du ressort spi- « ral; car on conçoit sans beaucoup de peine que tout ressort « oppose plus de résistance dans le haut de sa bande qu'il n'en « oppose vers le bas.

« Ce second objet est très séduisant, et cette courbe est sus-
« ceptible d'une haute spéculation.

« 3° Une courbe dont l'objet serait de faire parcourir au ba-
« lancier les plus grands arcs qu'il soit possible, c'est la courbe
« la plus approchante de la ligne droite.

« Enfin, on peut concevoir une quatrième, où les avantages
« précédents combinés formeraient à chaque point un maxi-
« mum relatif à la régularité du mouvement, mais il faut y re-
« noncer, etc.....

« Il me semble voir mon lecteur embarrassé sur le choix ; il
« craint de prendre à gauche ; les trois objets sont également
« séduisants. Une courbe dont chaque partie donne des arcs
« égaux, une autre qui compense l'inégalité d'action du ressort
« spiral, et enfin une troisième qui donne les plus grands arcs
« possibles.

« Je restai longtemps partagé et indécis entre les deux pre-
« miers avantages, enfin le second l'emporta. Une courbe qui
« avait des propriétés si satisfaisantes ne pouvait que plaire à un
« amateur de raisonnements, et ce ne fut qu'après une très pro-
« fonde spéculation que je fis les plus mauvais échappements à
« cylindre ; car c'était cette courbe même qu'il fallait éviter,
« comme la plus mauvaise des trois.

« Je me rejetai sur la première, dont l'objet est de donner des
« arcs égaux pour des parties égales ; mais, n'en ayant pas été
« plus satisfait, je l'abandonnai pour m'attacher à celle qui
« dans le raisonnement paraît la plus imparfaite, je veux dire la
« voisine de la ligne droite, celle où les actions momentanées
« de la force paraissent les plus inégales.

« A l'égard de la première, il n'est d'aucune importance que
« chacune de ses parties fasse décrire des arcs égaux. Il ne
« s'agit pas ici de la division exacte d'un cercle ; *il est question*
« *du moyen le plus propre à communiquer du mouvement et*
« *à le communiquer le plus grand qu'il soit possible.*

« Ne dirait-on pas, en raisonnant sur les avantages de la se-
« conde courbe, qu'il s'agit de vaincre de puissants efforts par
« des mouvements très lents, et qu'il importe pour y parvenir de

« ménager toutes ses forces, sans en gagner dans un endroit « pour en perdre dans l'autre..... »

127. Complétons ces citations par une dernière empruntée à M. Moinet.

« Quant au choix de la forme du plan incliné, soit droite, soit « courbe, et à leur effet compliqué de la puissance du spiral et « de la vitesse du balancier, comme nous l'avons dit, le plus sûr « serait d'expérimenter laquelle de ces formes produit le plus « d'oscillation supplémentaire; car, dans ce genre de question, « le raisonnement peut aisément séduire, et il est plus certain « d'éprouver le fait. »

On voit, par ces extraits de Jodin et la note circonspecte et concluante de M. Moinet, que la question n'a pas fait un pas depuis un siècle, et que les prétendus perfectionnements, ressuscités comme des nouveautés, ne sont autre chose que de vieilles erreurs débattues et jugées déjà du temps de Jodin. C'est vraiment chose déplorable que de voir des auteurs de mérite abandonner la voie si sûre de l'expérience pour de puériles spéculations, propres, tout au plus, à égarer les jeunes gens et à décourager les ouvriers studieux en les faisant douter de l'utilité de la science.

Des inclinés droit et courbe.

128. Dans l'échappement à cylindre, et en vertu des lois de *l'inertie*, quand une roue quitte le repos pour entrer en mouvement, le départ n'est pas instantané. Il y a un temps d'arrêt imperceptible, et, comme le cylindre fuit avec une grande vitesse (de 18,000 vibrations par heure), la dent ne touche pas la lèvre avec sa pointe, mais avec une partie un peu plus élevée de son incliné.

L'expérience ne laisse aucun doute à cet égard.

On conçoit qu'avec l'incliné droit le chemin parcouru avant le contact est plus long qu'il ne serait avec l'incliné courbe. Il est facile de rendre cette vérité sensible au moyen d'une figure. Supposons qu'au moment où elle devra être touchée la lèvre soit arrivée en A (*fig.* 7, *pl.* II), le point O sur l'incliné courbe, et le point R sur l'incliné droit, seront les deux points de contact.

Ceci bien compris, comparons les effets de deux inclinés, l'un étant un plan droit, l'autre un plan courbe procurant des vitesses égales aux deux mobiles.

129. Avec l'incliné courbe, le contact ayant lieu plus tôt, comme on vient de le voir, le choc sur la lèvre est faible. L'impulsion se continuant sur le cylindre, la marche de celui-ci va en augmentant de rapidité, et, en vertu de l'égalité de vitesse des deux mobiles, la roue prend, comme lui, un mouvement accéléré et tombe au repos avec impétuosité, par un long glissement, ou plutôt par une longue chute qui a pour effet de paralyser la vibration (**19**).

Nous avons ainsi deux causes d'amoindrissement de la puissance de l'impulsion, savoir : 1° choc d'entrée faible; 2° chute ou choc de repos très fort.

Cette perte de force sera d'autant plus sensible que la courbe sera plus prononcée.

130. Avec l'incliné droit, la roue parcourant un plus grand espace avant le contact, la lèvre est frappée avec une plus grande force (puisque la force est le produit de la masse par la vitesse (**25**), et le balancier est lancé avec plus d'énergie. Tandis qu'il fuit, sous cette impulsion, par un mouvement accéléré, la roue, tout au contraire, et dont la vitesse au début était supérieure à celle du cylindre, retarde progressivement sur ce dernier. Mais cette apparente diminution n'implique pas un retard réel dans la marche de la roue, mais seulement un excès de vitesse dans la course du cylindre. Or, puisque la roue retarde sur un mouvement accéléré, il est clair que sa marche est uniforme ou à très peu près.

De cette uniformité et de la figure rectiligne de l'incliné, il

résulte que la chute, qui n'a lieu qu'au moment précis du dégagement de l'angle vif du talon, est beaucoup plus courte et est opérée avec bien moins de force que dans le cas de l'incliné courbe.

Le deuxième cas, celui de l'incliné droit, nous présente ainsi une augmentation dans la force communiquée et qui provient : 1° d'un choc d'impulsion plus énergique; 2° d'une diminution considérable dans la force de la chute.

131. De l'application judicieuse des lois de la mécanique aux objets en comparaison, ressort clairement la vérité de cette assertion de nos anciens auteurs : que le plan incliné droit est celui qui procure le plus grand mouvement au balancier.

Nous donnerons, un peu plus loin (**168**), les résultats concluants d'expérimentations pratiques faites sur différentes espèces d'inclinés et qui confirment pleinement les conclusions de la théorie.

A considérer la précieuse propriété de l'incliné droit, et dès qu'on sait que l'expérience confirme les déductions spéculatives, il semble, tout d'abord, que la cause de l'incliné droit soit gagnée. Il n'en est pas tout-à-fait ainsi; car la théorie qui nous a rendu, pour ainsi dire, palpables les avantages de cette forme, nous en signale tout aussi clairement le défaut.

Il est démontré que le choc d'impulsion qui frappe sur les lèvres est plus fort avec l'incliné droit qu'avec l'incliné courbe; la conséquence à en tirer, c'est que ces lèvres, qui, généralement parlant, sont les seules parties du cylindre où l'usure se produise, résisteront moins longtemps sous la pression de l'incliné droit : résultat qu'en effet la longue expérience des vieux rhabilleurs reconnaît pour incontestable. Mais hâtons-nous d'ajouter que si l'on rencontre plus fréquemment dans les montres médiocres des cylindres *piqués* par les inclinés droits, il est de toute justice de reconnaître que dans les hautes qualités où l'échappement est fait avec soin, on trouve bon nombre de cylindres, parfaitement intacts, quoique ayant fonctionné contre des plans droits pendant une vingtaine d'années et même plus.

La conclusion, c'est que lorsqu'un échappement sera établi

avec soin et par un habile ouvrier, on devra choisir *le plan incliné droit*, ou plutôt *une très légère courbure approchante de la ligne droite*. Nous dirons (**169**) la raison de cette différence. Quant aux échappements courants des fabriques, il est parfaitement inutile d'agiter à leur sujet des questions de principe, puisqu'il est surabondamment prouvé que ces échappements, pour la presque totalité, se détruisent et règlent mal avec toutes les formes d'inclinés.

Rôle du spiral pendant la levée.

132. Plusieurs auteurs voient volontiers dans le spiral une entrave à l'action de la levée. Leur erreur provient de ce qu'ils considèrent le spiral à l'état de repos, ou sortant de ce repos, et non à l'état de mouvement; et qu'ils oublient que ce ressort, en outre qu'il produit contre l'action qui l'a bandé une forte réaction, possède alors, en vertu des lois de l'inertie et comme tous les corps qui ont quitté l'état de repos, une tendance à continuer le mouvement.

Si l'on examine, avec une scrupuleuse attention, comment les choses se passent pendant la marche de la montre, on sera bientôt convaincu qu'au commencement de la levée, le spiral aide au mouvement et entraîne le balancier, tandis qu'aussitôt que celui-ci a senti l'impulsion, si nous pouvons parler ainsi, il prend un excès de vitesse sur le spiral et entraîne ce dernier à sa suite. Le balancier, comme on le voit, est sollicité par le spiral, mais en sens contraire, au début et à la fin de la menée.

Si nous admettons, supposition toute à notre désavantage, que la résistance du spiral, déjà sensible à la fin de la menée, soit complétement nulle à son commencement, et si nous supposons qu'une force instantanée puisse être appliquée à volonté à la roue, mais seulement au commencement ou à la fin de la levée, il est bien évident que si elle agit au commencement de la levée, cette force, rencontrant un balancier moins retenu, lui communiquera une plus grande vitesse et que, par conséquent,

ce balancier, ayant une plus grande *quantité de mouvement*, fera sa vibration un peu plus étendue.

C'est une raison de plus pour arrêter son choix sur le plan incliné le plus approchant de la ligne droite.

De la levée réelle et de la levée apparente.

133. Les auteurs, comme le remarque M. Moinet, arrivent fréquemment à ne pas s'entendre sur la levée : ce qui ne saurait manquer d'avoir lieu, puisque les uns prennent pour mesure la levée totale et les autres la levée d'un seul côté ; quantité qui, étant doublée, n'est pas la même que la levée totale.

Distinguons bien, avant d'aller plus loin, la *levée réelle* de la *levée apparente.*

134. La levée réelle *est l'arc décrit par un point du balancier pendant le passage de toute la hauteur du plan incliné sur une seule lèvre, et cette levée doublée donne la levée totale réelle*, seule représentation exacte de la puissance du plan d'impulsion.

135. La levée apparente *est l'arc de cercle enfermé entre les deux points marqués sur la platine et correspondant à la fin des deux demi-levées.* Ces deux points nous font connaître où finit chaque demi-levée, sans nous indiquer où elles commencent. Cette fonction appartient au *point du centre* placé entre les deux points qui bornent l'étendue de l'arc de levée (**194**). Tout horloger a remarqué sans doute combien il est rare de rencontrer un échappement où la roue se mette en mouvement, c'est-à-dire entre en *levée*, quand le repère du balancier est arrivé en face du point du centre : presque toujours la roue commence sa levée 2°, 4°, 6° et même 10° avant. Il est bien clair que ces quantités doivent être comptées avec chaque demi-levée à laquelle elles appartiennent et dont elles font partie intégrante, et que si trois échappements lèvent 40° entre les deux points, de droite et de gauche, mais que chaque demi-levée commence 2°, 5° ou 10° avant le centre, les impulsions sont repré-

sentées non pas par 40°, mais par 44°, 50°, 60°. Par conséquent, toutes les dents possibles, et quelle que soit l'inclinaison de leur plan, donneront, si leurs talons décrivent la même circonférence, une levée totale unique, quoique l'inégalité de leur force d'impulsion soit très évidente.

136. On voit ici quelle est l'erreur de ceux qui proposent une levée totale *apparente* de même chiffre pour tous les échappements, et pourquoi il est peu rare, dans la pratique, de rencontrer des échappements de mêmes dimensions générales accusant 40° de levée totale et dont les forces d'impulsion sont extrêmement différentes.

137. La levée *réelle* ne peut pas varier, puisqu'elle dépend de la hauteur du plan incliné; tandis que la levée *apparente* varie suivant l'ouverture du cylindre, suivant le plus ou moins de rapprochement des mobiles. Comme on vient de le voir, elle nous trompe, et souvent de près d'un tiers, sur la hauteur du plan incliné, nous laissant ainsi ignorer la seule chose qu'il serait important qu'elle nous fît connaître, la puissance de l'impulsion.

138. Concluons que la levée doit toujours ne comprendre que le passage entier du plan incliné sur une seule lèvre, et que pour connaître la levée *réelle totale*, il faut simplement doubler la quantité obtenue d'abord.

Tout horloger qui ne fera pas cette distinction entre les deux espèces de levées tombera, à chaque instant, dans de très graves erreurs, et se trompera continuellement sur l'effet produit par le rapprochement ou l'éloignement des mobiles.

De la chute.

139. Nous avons vu, dans l'introduction (**19**), que dans toute espèce de communication de mouvement il faut, sauf les cas particuliers, éviter les chocs, qui, outre l'ébranlement qui en résulte, sont une cause d'usure et de perte de force.

Il n'est pas d'horloger qui n'ait reconnu l'influence des chutes sur l'étendue des vibrations, et combien il est difficile d'obtenir

un réglage constant d'un échappement ayant de trop fortes chutes, surtout quand ce sont les chutes extérieures qui sont grandes. Cette dernière remarque, qui n'a été faite par aucun auteur, constate un fait tout-à-fait incontestable pour les habiles praticiens, et dont la théorie explique parfaitement la cause.

La chute extérieure a une plus grande influence sur la marche de l'échappement que la chute intérieure, par la raison : 1° qu'elle se fait sur l'extrémité d'un levier de résistance plus long ; 2° que le frottement de la pointe de la dent, au moment du contact, est un frottement de l'espèce de ceux dits *rentrants* (**61**), et dont la résistance est beaucoup plus énergique que celle du frottement intérieur. Il est facile de comprendre combien ce contact à rebroussement acquiert de puissance par les grandes chutes. (On s'expliquera, d'après ce qu'on vient de lire, pourquoi un cylindre est toujours *piqué* plus profondément et plutôt sur le repos extérieur que sur le repos intérieur.)

Avec l'échappement à la tangente, le défaut serait moins sensible, puisqu'alors le frottement cesserait d'être un frottement rentrant : mais il est inutile de nous arrêter à cette considération, car nous verrons, plus loin, qu'avec l'échappement à la tangente, on ne peut pas obtenir des vibrations d'une suffisante étendue.

Pour éviter toute chute autre que celle indispensable à la sûreté des fonctions, il faut rigoureusement que le milieu du plan incliné droit corresponde au centre du cylindre. La chute extérieure sera d'autant plus considérable qu'on s'éloignera davantage, soit au-delà, soit en deçà de ce point.

On voit qu'en éloignant ou en rapprochant les mobiles, on reconnaîtra, dans la pratique, quand le milieu du plan droit sera au centre, à ce signe que c'est l'endroit où la chute extérieure est la plus courte.

Il n'est question que du milieu de l'incliné droit, puisqu'il représente le diamètre du cylindre, et qu'il est clair que l'incliné courbe doit se trouver un peu au-delà, comme on le voit *fig.* 5, *pl.* II.

De la hauteur du plan incliné.

140. L'angle formé par la base de la dent et par son plan incliné offre des différences considérables d'un auteur à l'autre. Ainsi, tandis que, selon M. Wagner, il ne doit être que de 6°, il est de près de 8° selon Jodin, de 10° selon Berthoud et Moinet, et, enfin, de 12° selon Tavan.

Chacune de ces quantités représente la moitié de la levée d'un côté ou le quart de la levée *réelle* totale (1); nous aurons ainsi pour les levées totales *réelles* : 24°, 30°, 40°, 48°. Nous voici dans l'embarras du choix le plus complet : nous demandons une valeur unique et précise, et l'on nous en présente quatre, variant du simple au double. L'un nous dit qu'en faisant lever plus de 12° d'un côté, on n'imprime pas au balancier une plus forte impulsion, et qu'il est facile de le démontrer à l'aide de la géométrie et de la loi des plans inclinés; l'autre nous répond que, d'après l'expérience de la pratique, il paraît que l'angle qui procure 24° de levée d'un côté possède « l'inclinaison la plus avantageuse à la levée. »

Nous cherchons une vérité, et nous rencontrons une contradiction flagrante entre la théorie et la pratique. Mais, hâtons-nous de le dire, nous le démontrerons, il n'y a pas plus désaccord sur ce point que sur une infinité d'autres entre la théorie et la pratique. La contradiction n'est réelle qu'entre les auteurs, qui, dominés par des préoccupations exclusives et diverses, n'ont envisagé qu'un ou, tout au plus, deux côtés de la question, et ont ainsi établi leurs principes d'après des observations incomplètes, ou de fausses applications des lois de la mécanique.

(1) En vertu de la proposition de géométrie où l'on démontre que tout angle ayant son sommet au centre d'une circonférence a pour mesure l'arc intercepté entre ses côtés, tandis que l'angle qui a son sommet à la circonférence a pour mesure la moitié du même arc, nous voyons (*fig.* 8, *pl. II*) que si l'angle DAN est de 12°, l'angle DBN sera de la moitié ou de 6°, et qu'en conséquence, tout angle formé par le plan incliné d'un marteau de roue de cylindre et par sa base est toujours égal à la moitié de l'angle de levée d'un seul côté, ou, ce qui revient au même, au quart de la levée totale réelle.

La question de la hauteur à donner au plan incliné des dents, comme on le voit, est complexe ; il faut l'envisager sous plusieurs faces et élucider, avant de l'aborder, d'autres questions qui s'y rattachent. C'est ce que nous allons faire, et nous arriverons, par la conclusion, à démontrer que, bien loin de s'exclure, la théorie et la pratique se complètent l'une par l'autre.

---

141. En vertu de l'expérience acquise que les grandes vibrations règlent mieux, pour obtenir de l'échappement à cylindre tout ce qu'il peut donner comme régularité de marche, il faut que l'amplitude de ses vibrations totales soit, généralement parlant, de 270° (trois quarts de tour). Le problème dont nous allons chercher la solution doit donc se formuler ainsi : *quelle est la hauteur qu'il convient de donner au plan incliné des dents pour obtenir, avec le moins de frottement et de force possible, une vibration totale de trois quarts de tour.*

142. Les théoriciens répondent : C'est l'incliné formé par la tangente qui détermine cette hauteur. Et voici par quelle suite de raisonnements ils prouvent la bonté de leur choix.

On sait qu'en mécanique on estime la puissance du plan incliné en divisant sa base par sa hauteur. Soit ainsi deux plans inclinés ayant, l'un 6, l'autre 12 de hauteur, et tous les deux 24 de base. La puissance du premier sera représentée par 4, celle du second par 2, c'est-à-dire la moitié. Mais si nous remarquons que les vibrations du balancier s'accomplissent dans le même espace de temps, et qu'en conséquence le plan double en hauteur mettra le double de temps à passer, il s'ensuit, en vertu de ce principe de mécanique : ce que l'on perd en vitesse on le gagne en force, et réciproquement, que l'effet des deux plans inclinés est pareil, et qu'il serait indifférent de choisir l'un à l'exclusion de l'autre, si l'on ne savait que celui de 6°, étant formé par la tangente et procurant ainsi moins de frottement qu'aucun autre, doit être préféré à tous.

La solution du problème, donnée en ces termes, paraît claire et décisive, et cependant elle n'est rien moins que cela.

Avant d'en fournir la preuve, nous ferons remarquer les *fig.* 9 et 10, *pl.* II, représentation exacte en grand d'un incliné à la tangente (6°) et d'un autre incliné (12°) à peu près double en hauteur du premier. Il n'est aucun bon praticien qui ne déclare, à première vue, qu'il est impossible d'obtenir un bon réglage avec des marteaux de roue de cylindre aussi bas que l'est celui représenté *fig.* 9, et la théorie va lui donner gain de cause.

143. L'application pure et simple de la loi du plan incliné aboutit à une erreur énorme, en ce qu'elle fait considérer comme force communiquée au cylindre celle représentée par la formule; ce qui est très loin d'être vrai. Si le plan incliné communiquait toute la force dont il est animé en passant sur la lèvre, et que, l'impulsion terminée, il ne touchât par aucun point au cylindre, la vibration de celui-ci serait en rapport avec la force dépensée : mais il n'en peut être ainsi, puisque, après l'impulsion donnée, la dent de la roue, qui est mue encore par une grande force, s'en sert pour opérer une pression considérable sur le cylindre. Il est bien évident que cette seconde phase de l'action de la dent détruit une grande partie de l'effet de la première phase ; et il est tout aussi évident que si l'incliné le plus haut va moins vite de moitié, son choc, sur le repos, sera moitié moins fort que celui produit par l'incliné bas (puisque la masse multipliée par la vitesse représente la puissance du choc).

En outre, si on considère que le cylindre, qu'il faut toujours supposer en mouvement de 18,000 vibrations par heure et non à l'instant de son départ, marche avec une grande rapidité, en fuyant devant la roue, qui ne peut l'atteindre que par un excès de vitesse, on remarque que les choses ne se passent plus comme cela aurait lieu pour un corps en repos que viendrait pousser un plan incliné. En effet, si l'incliné a peu de degrés d'élévation, il peut fort bien passer sans toucher au cylindre, qui se dérobe, pour ainsi dire, à son contact par la fuite. Quelques degrés ajoutés procureront une légère pression du talon de l'incliné ; quelques autres encore feront commencer le contact vers le

milieu, et ainsi de suite jusqu'à ce que l'incliné produise son effet de la pointe au talon. Dans tous ces cas, sauf le dernier, il n'est pas facile de déterminer quelle est la hauteur utile du plan incliné. Mais si nous faisons attention que sa vitesse est en raison inverse de son élévation, ainsi que nous l'avons vu plus haut, on peut conclure, sans craindre de s'éloigner beaucoup de la vérité, *que la puissance de la chute sera, avec l'incliné à* 6° *environ, trois fois plus considérable qu'avec l'incliné à* 12°.

Des forces accélératrice et retardatrice.

144. Au point où nous sommes arrivés, on voit que nous avons à considérer séparément deux puissances distinctes : l'une, la force, qui donne l'impulsion ou qui l'entretient, et que, pour cette raison, nous nommons *force accélératrice*, ou utile ; l'autre, qui s'oppose au mouvement ou qui le ralentit, et que nous désignerons sous le nom de *force retardatrice.* Il est bien clair, sans qu'il soit nécessaire de donner une démonstration à l'appui, que la grandeur des vibrations, et par conséquent la question du réglage, dépendent uniquement d'un certain équilibre, ou plutôt d'une certaine prépondérance d'une des puissances sur l'autre : et que, toutes deux n'étant que le résultat de la division d'une force unique et primitive, ce que l'une des deux perd l'autre le gagne, ou à peu près, et réciproquement.

Rendons tout ceci sensible par une preuve pratique.

Il n'est aucun horloger qui ne sache que si l'on augmente rapidement la force motrice d'une pendule de voyage à cylindre (en appuyant à la roue du centre par exemple), on voit, tout d'abord, les vibrations grandir avec rapidité, puis décroître, puis enfin s'arrêter tout-à-fait. Qu'est-ce autre chose que la force accélératrice dominante d'abord, puis bientôt surmontée, et enfin complétement éteinte par la force retardatrice ou la pression sur le cylindre.

145. En continuant de prendre pour exemple les inclinés à 6° et à 12°, et en nous souvenant de ce qui a été dit plus

haut (**143**), nous arrivons à cette conclusion : que *la puissance accélératrice augmente en raison de la hauteur de l'incliné.*

On voit ici dans quelle erreur sont tombés ceux qui ont prétendu améliorer l'échappement à cylindre en abaissant de plus en plus le plan incliné de ses marteaux. Et l'on comprend, tout d'abord, pourquoi dans grand nombre de montres pourvues de bons engrenages et d'une force motrice abondante, les vibrations ont une allure gênée et parcourent des arcs peu étendus.

Il ne faudrait pas cependant d'un extrême se rejeter dans l'autre, et élever outre mesure la hauteur de l'incliné. Sa trop forte élévation offre de grands inconvénients, *tels qu'un cylindre plus gros, la fin de la levée opérée par un levier de puissance plus long, la nécessité d'une force motrice plus considérable, l'arrêt-au-doigt se produisant par suite de diverses pertes de force :* pertes provenant de causes compliquées et dont l'analyse nous entraînerait trop loin. Bornons-nous à dire que la théorie et l'expérience s'accordent à démontrer cette vérité, dont les artistes auteurs auraient dû se douter, à savoir : que *la force dont on dispose à l'échappement est la seule mesure d'après laquelle on puisse déterminer la hauteur de l'incliné.* (Nous faisons abstraction de l'influence du poids du balancier. Nous verrons son article plus loin.)

Or, comme l'expérience nous a démontré que dans les montres d'épaisseur moyenne, la force motrice est suffisante et qu'on ne pourrait l'augmenter sans multiplier en même temps les chances de destruction, la question dont nous faisons l'étude en ce moment se trouve transformée en ces termes :

La force motrice d'une montre étant donnée, quel est l'incliné qu'il convient d'appliquer à l'échappement pour obtenir des vibrations de trois quarts de tour et sans avoir à craindre l'arrêt-au-doigt?

146. La question, ainsi posée, échappe au calcul et ne peut plus être résolue que par des expériences pratiques. On conçoit que leur résultat ne saurait donner un angle d'inclinaison fixe, invariable, mais qu'il doit être enfermé entre deux limites assez

rapprochées, puisqu'il n'est guère possible de faire parvenir à deux roues d'échappement, même dans des montres semblables, des portions de force motrice identiques.

147. Une conséquence qui découle inévitablement de ce qui précède et qui a dû être pressentie, c'est que les très grandes et les très petites montres ne doivent pas avoir le même angle d'inclinaison, puisque les dernières ont besoin, toutes proportions gardées, d'une plus grande force *accélératrice*. Cette différence, qui provient encore d'une autre cause que nous ferons connaître à l'article du balancier (**149**), n'a été signalée, que nous sachions, par personne. Elle n'en est pas moins un fait hors de doute, qui ne peut être contesté que par l'ignorance autant théorique que pratique.

La preuve théorique une fois acquise que l'angle d'inclinaison doit varier dans un certain rapport avec la grandeur de l'échappement, il reste à déterminer, par de patientes observations et des expériences nombreuses, quelles sont les hauteurs convenables à chaque espèce de montres. Ces observations et ces expériences, ainsi que les principes qui précèdent et ceux qui sont contenus de l'art. **149** à l'art. **157**, nous ont conduit à adopter les données du tableau suivant, et nous pouvons ajouter qu'une longue pratique et l'examen attentif d'un grand nombre d'échappements nous ont convaincu de l'excellence de ces proportions.

La hauteur de l'angle de l'incliné doit produire :

Aux très grandes montres.	15° de levée d'un côté. 30° de levée réelle totale. 25° environ de levée apparente.
Aux montres moyennes et suivant leur petitesse.	De 20° à 25° de levée d'un côté. De 40° à 50° de levée réelle totale. De 35° à 45° environ de levée apparente.
Aux très petites montres et suivant leur petitesse.	De 25° à 30° de levée d'un côté. De 50° à 60° de levée réelle totale. De 45° à 55° environ de levée apparente (1).

(1) Il nous paraît utile de placer ici une remarque pratique :

Tout échappement qui, en satisfaisant aux conditions du tableau ci-dessus et à celles de l'ouverture que nous trouverons plus loin, aurait une vibration moindre que celle voulue, indiquerait que la force motrice, arrivant au cylindre, est insuffisante, soit par suite d'engrenages défectueux, d'un ressort de mauvaise qualité, du trop peu d'épaisseur de la montre, d'un excès de grandeur aux derniers mobiles, etc.

148. Un grand nombre d'horlogers seront surpris à la lecture de ce tableau; car la plupart ne se doutent pas, faute de moyen précis de vérification et faute aussi de faire la distinction des deux sortes de levées (**134**, **135**), qu'ils ont fréquemment entre les mains des échappements où la différence des hauteurs d'inclinés est plus forte encore que celle indiquée ici.

Les proportions ci-dessus, qui conviennent aux montres d'une excellente exécution et de *bonne épaisseur moyenne*, ne peuvent être définitives, invariables, mais doivent rester un peu élastiques, c'est-à-dire en rapport avec la force dont on dispose (**145**, **146**). *En règle générale, il résulte moins d'inconvénients d'un incliné un peu trop haut que d'un incliné trop bas.* Il est essentiel de se souvenir de cette remarque, non-seulement dans le rhabillage, mais à propos des cylindres de fabrique en acier tiré et trop souvent mal polis (sans préjudice de l'état des dents de leurs roues, qui parfois ne le sont pas du tout). Le frottement des repos est un peu plus rude qu'il ne devrait être : il est alors indispensable, si l'on veut obtenir un usage passable de ces échappements, d'élever un peu la hauteur de l'incliné, afin d'augmenter la puissance accélératrice, en diminuant légèrement les repos. On voit qu'on ne fait que corriger un grand défaut par un plus petit; mais l'expérience en a démontré la nécessité depuis longtemps dans les fabriques dont les produits sont mauvais ou seulement médiocres. Nous trouvons ici l'explication d'un fait qui n'a échappé à aucun praticien, à savoir : qu'on pourrait juger de la supériorité relative des fabriques par la hauteur moyenne des inclinés qui en sortent. Ainsi, en général, mais sauf exception, l'incliné de Genève est plus bas que celui du Locle ; celui du Locle est plus bas que celui de la Chaux-de-Fond, etc.

Enfin, nous ajouterons, pour terminer cet article, que tout horloger qui se sera bien pénétré des principes que nous venons de développer, ne se trouvera jamais embarrassé, quel que soit l'échappement qu'il veuille établir ou réparer, et qu'il saura toujours, d'après ses observations personnelles, trouver le point d'équilibre entre les forces accélératrice et retardatrice.

Nous donnerons, dans le chapitre suivant (**176**), un moyen simple et commode de s'assurer sans difficulté ni tâtonnements si un incliné a la hauteur convenable.

De l'influence du poids du balancier sur la hauteur de l'incliné.

149. *La puissance d'inertie des corps est en raison de leur masse* (masse veut dire le plus grand poids sous le moindre volume).

Si nous suspendons, librement et isolément, deux pendules d'un mètre de longueur, par exemple, et chargés chacun d'une lentille, l'une très lourde, l'autre très légère, nous remarquons que de ces deux pendules, mis en mouvement, celui à lentille légère s'arrête après quelques minutes écoulées, tandis que celui à lentille lourde continue son mouvement oscillatoire pendant de longues heures.

Si, au lieu des deux pendules, nous avons deux balanciers annulaires, sans spiraux, sans goupille de renversement, avec des pivots de grosseurs égales, enfin, dans des conditions identiques, sauf les poids très différents des anneaux des balanciers, nous voyons, en donnant à ces balanciers une impulsion circulaire, que celui qui est léger s'arrête au bout de quelques secondes de temps, tandis que le balancier lourd continue de tourner pendant quelques minutes.

Un effet analogue se produira si nos deux balanciers sont pourvus de spiraux convenables.

150. Tous ces effets, dont la cause réside dans la loi de *l'inertie,* loi formulée en tête de cet article et que nous avons essayé de rendre, pour ainsi dire, palpable par des exemples familiers, nous démontrent très clairement deux choses, à savoir :

151. La *première,* qu'avec un balancier léger, c'est-à-dire ayant peu de *masse,* comme ceux des très petites pièces, par exemple, il faut : 1° *que l'impulsion soit répétée plus souvent;* 2° *que la force accélératrice soit aussi grande que possible;* 3° *que les frottements soient réduits sur les repos.*

152. La *seconde,* que les balanciers des fortes montres, ayant par leur grandeur et leur poids une certaine *masse,* exigent, et toutes proportions gardées avec les petits balanciers : 1° *un effort relativement plus considérable pour être mis en mouvement;* 2° *une force relativement moindre pour entretenir ce mouvement;* 3° *une impulsion moins souvent répétée,* puisque le balancier lourd persévère plus longtemps dans le mouvement acquis.

153. L'élévation plus grande du plan incliné aux petits échappements satisfait complétement aux exigences des 2° et 3° de l'art. **151**, puisque la force *accélératrice* sera augmentée et que, par suite de cette élévation de l'incliné, la pointe de la dent, se rapprochant un peu du centre de la roue, procurera une diminution relative dans l'étendue du frottement des repos; ce qui ici, comme l'expérience l'a prouvé, n'est pas un défaut. Quant au 1°, il n'est pas d'horloger qui ne sache qu'il est impossible de régler les très petites montres lorsqu'elles ne battent pas un nombre de vibrations plus considérable que celui adopté pour les grandes montres.

154. L'abaissement du plan incliné aux grands échappements satisfait aux conditions exigées par les 1° et 2° de l'article **152**, puisqu'il rend le départ plus facile, tout en dépensant une force moindre. Quant au 3°, on sait que s'il faut, en moyenne, faire battre 19,000 vibrations aux balanciers des petites montres, il suffit de 18,000 aux grandes.

155. Nous trouvons ici la confirmation de ce que nous avons avancé plus haut (**147**), et une éclatante preuve de la nécessité de faire marcher ensemble la mécanique rationnelle et l'expérience, que nous appellerions volontiers la géométrie pratique.

156. Toujours en vertu de la même loi, que plus la *masse* d'un balancier est considérable et plus il exige de force pour être mis en mouvement, mais aussi qu'une fois lancé, il possède à un plus haut degré la faculté de persévérer dans le mouvement, le point de départ, ou la mise en train de l'échappement, n'est pas le même pour grandes et petites montres. Ainsi, *à moins d'une force motrice insuffisante à l'échappement, les petites pièces*

doivent partir au premier tour de clef, les pièces moyennes au deuxième, et il suffit pour les grandes pièces qu'elles partent au quatrième tour (1).

157. On a sans doute compris que c'est dans la même loi de la mécanique déjà citée qu'il faut chercher l'explication de ce fait, bien connu, que les très petites montres, toutes choses proportionnelles d'ailleurs, ont un angle de vibration toujours moins étendu que celui des grandes montres (ce qui a nécessité d'augmenter le nombre d'oscillations par heure pour ces petites pièces), parce que le peu de masse de leur balancier est cause qu'il ne possède qu'une faible puissance pour vaincre les résistances de l'air, des huiles, des frottements, etc.

De l'ouverture.

158. Les auteurs, comme nous l'avons vu, sont extrêmement divisés sur cette question et font varier l'ouverture entre 185° et plus de 200° laissés à la partie pleine du cylindre, différence énorme de 15° à 17° environ. Dans la pratique on s'est arrêté depuis longtemps à un peu moins de 200° pour le plein. Or, comme l'expérience a prouvé qu'une légère différence en plus ou en moins n'avait pas d'influence sensible sur l'étendue des vibrations, nous sommes obligé de reconnaître, encore une fois, que la pratique est plus près de la vérité et qu'elle a raison sur la science, mais, hâtons-nous de le dire, sur la science mal employée.

Quel est le but que, dans leur préoccupation excessive des frottements, veulent atteindre les partisans d'une grande ouverture? De diminuer l'étendue des repos. Quelles expériences ont-

(1) Cette remarque fournit dans la pratique le moyen de déterminer le poids du balancier d'une montre neuve ou établie d'après un nouveau calibre. Les engrenages étant tous très bons, le rouage parfaitement libre et garni d'huile aux endroits convenables, le ressort de bonne qualité et suffisamment énergique, on ajuste alors à frottement sur l'assiette du cylindre plusieurs balanciers de même grandeur, mais de poids différents, et le plus lourd d'entre ceux qui rempliront les conditions ci-dessus sera celui sur lequel on devra arrêter son choix.

ils faites à ce sujet? Où est la preuve qu'un peu plus de repos nuit à l'étendue des vibrations, à la durée des organes, à la sûreté du réglage? La preuve, on oublie toujours de la donner ; et cela quand il est un fait incontesté : c'est que les échappements à repos, quand ces repos sont trop réduits, règlent très mal et éprouvent un impérieux besoin de la compensation, tandis qu'en regard de ce résultat négatif, nous voyons ces mêmes échappements, pourvus de repos étendus, ne donner lieu à aucun inconvénient pratique.

Rappelons-nous que M. Moinet, à propos d'une plus grande étendue de repos, parle « de la compensation évidente qui peut en résulter suivant la mesure éprouvée de ce frottement. »

L'impulsion donnée au cylindre, étant représentée par la hauteur du plan incliné, restera la même avec le cylindre un peu plus ou un peu moins ouvert. Il n'est pas nécessaire de démontrer que si les impulsions sont sensiblement égales aux deux cylindres 185° et 200°, il en résulte infailliblement que les arcs supplémentaires, d'un côté, se terminent au moins de 7° 1/2 plutôt; ce qui fait 15° à ajouter à la vibration totale du cylindre le plus fermé; supplément d'oscillation qui n'est certes pas à dédaigner.

Il ne faut pas oublier qu'ici une considération prime toutes les autres: c'est qu'il faut, à tout prix, conserver d'assez grandes vibrations ; ce que paraissent ignorer les partisans des cylindres très ouverts. Et c'est une chose bien remarquable qu'ils ne se soient pas aperçus qu'on pouvait concilier les deux systèmes, ainsi que nous allons le démontrer ; ce qui prouvera, une fois de plus, qu'il est bon, en fait d'échappements surtout, de les étudier ailleurs que sur le papier.

La solution du problème de l'ouverture réside en entier, principalement parlant, dans la forme des lèvres : solution en partie devinée depuis longtemps par la pratique, mais oubliée ou méconnue par les théoriciens qui n'ont pas suffisamment pratiqué le mécanisme dont nous nous occupons.

De la forme des lèvres.

159. Quand la forme des lèvres est la forme convenable,

elle offre l'avantage : 1° de rendre moins prompte l'usure de ces lèvres; 2° d'augmenter la facilité de la vibration et d'adoucir la chute; 3° de remédier, en partie, au petit retard dû à l'inertie de la roue.

Grande lèvre (*fig.* 11, *pl.* II).

160. La forme qu'il convient de donner à la grande lèvre, forme qui a été expérimentée en grand, est une courbe très aplatie, comme celle figurée au trait noir (N), et de telle sorte qu'elle se confonde presque avec une ligne droite qui viserait au-dessous de l'incliné de la petite lèvre. L'angle du dehors doit être fortement arrondi (un peu plus que la figure ne l'indique). Cet arrondissage a pour effet de dégager plutôt la dent et d'adoucir le choc d'entrée. Celui du dedans doit être très légèrement abattu; ce qui permettra de n'avoir que la chute absolument nécessaire.

Par l'adoption de cette forme, le frottement de l'incliné de la dent sera réparti, aussi également que possible, sur toute la surface de la lèvre; précaution d'autant plus importante à prendre pour éviter l'usure, que nous avons affaire ici à une variété du frottement *rentrant*.

La seule inspection du dessin suffit pour convaincre que l'arrondi occupera sur la circonférence plus de 3° et au moins 4°.

161. La seconde forme pointillée (M) qui, sauf les angles abattus et une légère courbure, est restée à peu près telle que l'a laissée la lime qui a entaillé le cylindre, paraît, au premier coup d'œil, se rapprocher de la première (N). Elle en diffère cependant beaucoup, et à tel point que le frottement entier du plan incliné se fait sur une étroite partie de la fin de cette courbe, et par conséquent l'usure sera plus prompte.

162. Quant à la forme circulaire (R), que l'on rencontre dans le plus grand nombre des cylindres, c'est précisément celle qu'il faut éviter avec le plus de soin. Le frottement de toute la longueur de l'incliné se fait sur le milieu du demi-cercle et la

chute se trouve ainsi augmentée de tout l'espace compris entre les deux lignes pointillées A et B, *fig.* 12, *pl.* II.

Petite lèvre.

163. C'est un sujet d'étonnement pour les horlogers qui ont eu fréquemment l'occasion de remplacer de vieux cylindres, que la forme affectée par la *piqûre* de la petite lèvre. Cette piqûre, qui en laisse intacte l'extrémité sortante, a toujours sa plus grande profondeur en un point qui n'est pas touché, ou touché très faiblement, par le plan incliné de la dent, ainsi qu'il est facile de s'en convaincre avec un modèle un peu en grand. Cela prouve que cette piqûre est principalement produite par une pointe de dent mal arrondie et mal polie, et par la petite chute de la roue sortant de son repos.

Avec un incliné peu allongé à la petite lèvre, le frottement de la dent se fait en entier sur le milieu de cet incliné, et le talon de la dent échappe à la lèvre avant d'avoir atteint l'extrémité de cette dernière; la chute se trouve augmentée de tout l'espace compris entre les lignes C et D, *fig.* 13, *pl.* II.

La forme de lèvre qui remédie le mieux à ces défauts est une courbure aplatie et allongée, et disposée de sorte que la tangente à son centre (la ligne AIP, *fig.* 11, *pl.* II) aille tomber juste au milieu du dos du cylindre. Cette forme répond à la courbe au trait noir OID.

En effet, l'espace parcouru avant le choc d'entrée sera diminué de toute la quantité enfermée entre la courbe au trait noir et la courbe pointillée V. (Ces deux courbes ne doivent se rencontrer qu'au point O : c'est par une erreur lithographique qu'elles se confondent plus tôt.) Le frottement de la dent ne se fera plus au milieu de la lèvre, mais sur son extrémité sortante; ce qui diminuera la chute et augmentera la force d'impulsion, puisqu'elle agira au bout d'un levier de résistance plus long. Quant à ce frottement sur un seul point, il n'y a pas à s'en inquiéter, puisque c'est un frottement *sortant* et qu'il est presque sans exemple qu'une piqûre ait commencé au point de sortie : c'est

toujours au bord intérieur de son incliné qu'une petite lèvre s'entame.

Dans un cylindre de proportion convenable, cet incliné doit occuper environ un arc de 10° sur la circonférence, ainsi que l'incliné OID, *fig.* 11, *pl.* II. Ce chiffre, en regard de ceux des auteurs, peut paraître considérable ; mais si l'on se donne la peine de mesurer les dimensions des petites lèvres à un certain nombre de cylindres bien faits, et sortant des mains d'habiles et intelligents ouvriers, on sera surpris de rencontrer une quantité peu différente, sinon pareille.

On doit comprendre maintenant toute l'influence que la forme des lèvres peut avoir sur le réglage de la montre.

---

164. La figure que doivent affecter les lèvres nous étant connue, il est facile de déterminer la pénétration de l'ouverture du cylindre. Aux 180° représentant la moitié de la circonférence, nous ajouterons 2° supplémentaires; l'expérience a démontré depuis longtemps que cette quantité est nécessaire à la sûreté des fonctions. Cela nous donnera un total de 182°. Joignons-y les 4° de l'arrondi de la grande lèvre (**160**), les 10° de l'incliné de la petite lèvre (**163**), et nous aurons pour *le plein* à laisser en définitive 196° (1).

Cette ouverture réunit les avantages recherchés par les auteurs

(1) Si l'on fait attention que l'arrondissage de la pointe des dents de la roue rejette toujours le point de contact un peu au-dessous du plan droit ou diamètre, qu'il n'est guère possible que toutes les pointes de contact se trouvent sur une même circonférence, ainsi que les angles vifs des talons; que les marteaux aient mathématiquement la même longueur; si l'on tient compte du jeu des pivots dans leurs trous, de la difficulté dans l'exécution de ne pas dépasser la quantité d'arrondissage nécessaire à la grande lèvre, arrondissage qui, même en grand, paraît peu considérable; enfin, si l'on remarque que le point de repos de la dent se trouvera en Z (*fig.* 11, *pl.* II), et par conséquent combien sera minime la quantité ZO dans un cylindre à peine le centième de celui représenté ici, on conviendra qu'il n'est guère possible de laisser moins d'intervalle de sûreté pour rendre certaines les fonctions de cet échappement.

Le point de repos Z se trouvera dans la pratique à environ 4° du bord de la lèvre.

des deux systèmes : l'impulsion est reçue par le cylindre dans des conditions avantageuses, et comme, par la configuration de ses lèvres, ce cylindre possède les qualités du cylindre un peu fermé, sans en offrir les inconvénients, l'étendue de la vibration, bien loin d'être restreinte, est toujours augmentée ; et, qu'on le remarque bien, la longueur du frottement des repos se trouve peu différente de celle d'un cylindre à 185°.

L'expérience ne laisse aucun doute sur l'excellence de ces proportions.

Si l'on étudie les formes des cylindres sortant des mains des vieux faiseurs habiles et intelligents, et qu'une longue observation a instruits souvent de père en fils, on les trouvera conformes à nos principes. L'ouverture que ces ouvriers d'élite ont fait prévaloir dans les fabriques de Genève, comme étant la plus avantageuse, laisse au cylindre très peu moins de *sept douzièmes pleins*, comptés sur le diamètre du cylindre. Ces proportions coïncident parfaitement avec celles données ci-dessus.

Quelle plus sûre autorité pourrions-nous encore invoquer en leur faveur?

165. L'ouverture restera la même pour tout échappement ayant une levée de 40° et au-delà ; mais il faudra augmenter un peu la profondeur de l'ouverture pour les grands échappements ne levant que 30°, afin de leur éviter l'arrêt-au-doigt. Ce que nous avons vu jusqu'à présent suffit pour faire comprendre que là ce changement n'offre aucun inconvénient.

Grosseur des axes. — Grandeur des roues.

166. Par les axes de l'échappement, nous entendons non-seulement le cylindre, mais aussi le pignon de sa roue.

Avec un cylindre trop gros (1), défaut fréquent dans les petites

(1) On comprend sans peine qu'en parlant de cylindres et pignons trop gros ou trop petits, de roues trop grandes, nous n'attachons pas à ces qualifications le sens ordinaire qui leur est donné dans la pratique. Il n'est question ici de la grosseur ou grandeur des organes de l'échappement que par rapport aux autres dimensions du reste de la machine. Nous ne nous occupons que de la relation de l'ensemble de l'échappement à l'ensemble du rouage.

montres, il n'y a plus équilibre entre la puissance motrice, la grandeur du balancier, les rayons des repos; tous les frottements sont augmentés, la force *retardatrice* domine, etc. Aussi les vibrations, qui sont plus courtes, perdent-elles de leur allure nettement décidée; en terme d'atelier, le *cheminement* est mauvais et la montre se règle difficilement.

Avec un cylindre trop petit, résultat ordinaire d'une roue trop nombrée, l'impulsion est faible, parce qu'elle est donnée par un levier trop long; l'incliné, très court, passant trop vite, il faut l'élever beaucoup : deux causes qui nécessitent une augmentation de force motrice; et toute force motrice en excès est une source d'irrégularité et de destruction.

Si le pignon d'échappement est trop gros, et surtout de bas nombre, les défauts et les inégalités de l'engrenage seront plus sensibles sur l'échappement. Avec un pignon trop gros, les oscillations du balancier ne se font pas avec aisance, mais, pour ainsi dire, avec gêne et raideur.

C'est un défaut de tenir les troisièmes roues du rouage très grandes, et surtout dans le but avoué par les ouvriers des fabriques d'obtenir une grande roue de cylindre. La grandeur relative de chacune de ces roues doit suivre la progression décroissante de la force motrice. La troisième roue de rouage doit plutôt être plus nombrée que pas assez, et être pourvue d'une denture plutôt fine; ce qui donnera un pignon ni trop gros ni trop petit pour y river la roue d'échappement. Quant à cette roue, si l'on est dans la nécessité de lui conserver un trop grand diamètre, le seul remède consiste à lui donner une dent de plus et à la faire très légère.

167. On voit que dans l'échappement à cylindre, comme au reste dans tous les échappements, la perfection n'est pas représentée par un chiffre absolu, mais bien relatif, et qu'elle se trouve toujours dans l'harmonie générale des organes, dans un certain équilibre des forces, enfin, dans un certain milieu un peu élastique, et que l'expérience révèle facilement à l'observation.

Tout horloger qui prendra le soin d'examiner minutieusement

les proportions d'un nombre un peu élevé de montres bien réglées, et à vibrations hardies et étendues, sera, au bout d'assez peu de temps, parfaitement apte à juger d'un coup d'œil si la grosseur des axes et la grandeur des roues ne s'éloignent pas trop des dimensions convenables.

FAITS ET CONSIDÉRATIONS PRATIQUES A L'APPUI DES PRINCIPES PRÉCÉDENTS.

168. *Des expériences pratiques, faites avec un soin minutieux*, nous ont constamment donné, par la substitution du plan incliné droit au plan courbe, une plus grande étendue de vibration. Les roues qui nous ont servi avaient été exécutées, sur nos données, par M. Parent, un de nos spécialistes de talent. C'est dire assez qu'elles se trouvaient dans d'excellentes conditions et ne laissaient rien à désirer (1).

Berthoud avait choisi l'incliné droit pour sa montre marine n° 8, qui fut son plus beau succès. Comme le remarque un auteur moderne, et d'après le caractère connu de Berthoud, il n'eût pas adopté un système préconisé par ses adversaires, s'il n'eût été bien convaincu de sa supériorité.

Jodin et Jurgensen déclarent que l'incliné droit est celui qui procure les plus grandes vibrations.

Enfin, parmi les modernes, M. Henri Robert, après expérience faite, s'est rangé à cette opinion.

Nous pourrions ajouter à cette liste le nom de quelques artistes de province qui, dans des expériences sur le sujet, ont reconnu que les plans rectilignes procuraient toujours des oscillations un peu plus étendues.

Nous sommes donc pleinement en droit de considérer la question, théorique et pratique, comme vidée, et de répondre aux contradicteurs : Expérimentez dans les conditions convenables, et voyez !

(1) Nous croyons être agréable à nos lecteurs en leur donnant ici l'adresse de cet habile faiseur d'échappements. M. Parent habite rue de la Monnaie, 7.

169. Nous avons fait remarquer plus haut (**130**), en comparant les deux sortes d'inclinés, que l'incliné droit donnait un choc et une pression un peu plus considérables sur les lèvres, et nous avons ajouté (**131**) qu'il était inutile de s'arrêter à cette considération quand le cylindre et sa roue étaient tous deux bien trempés et parfaitement polis. Mais si l'on fait attention que l'incliné droit a une saillie moins grande en avant de la colonne, qui attire ainsi plus facilement l'huile des marteaux (ce qui est, peut-être, l'unique cause de l'usure un peu plus prompte des pièces médiocres à incliné droit), et que pour augmenter cette saillie, il faut faire cette colonne très mince, ou charger beaucoup la circonférence de la roue en laissant les dents larges, deux extrêmes qui ont leur inconvénient, on comprendra pourquoi, voulant tenir compte de l'observation pratique ci-dessus et perdre le moins possible des propriétés précieuses du plan droit, nous nous sommes rangé à l'opinion de Jodin et avons adopté pour la forme du plan incliné *une très légère courbe approchante de la ligne droite.*

---

170. Les artistes, la plupart remarquables, qui depuis un siècle se sont successivement occupés de l'échappement à cylindre, n'ont pas été tous sans savoir qu'avec l'échappement à la tangente, les frottements des repos sont dans des conditions moins défavorables. Il est puéril de supposer qu'ils ont adopté un principe contraire en aveugles, et sans en avoir fait une étude sérieuse. Les traces de leurs travaux sur ce sujet qu'on trouve dans leurs livres suffisent pour démontrer qu'il n'en a pas été ainsi, et qu'ils ne se sont décidés qu'après un mûr examen et lorsqu'ils ont été suffisamment éclairés par l'expérience.

Jodin propose 30° de levée, et Berthoud 40°. Ici les esprits superficiels verront une contradiction, qui cependant n'existe pas. Les premières montres à cylindre étant très grandes et très hautes, Jodin reconnut bien vite qu'avec ces grandes pièces, il y avait avantage à réduire la levée à 30°. Quant

à Berthoud, dont l'ouvrage est postérieur à celui de Jodin d'un bon nombre d'années, si on réfléchit que les montres à cylindre étaient déjà plus multipliées et de dimensions réduites, et que la fusée dont elles étaient pourvues les faisait rentrer dans les conditions de force de nos montres moyennes actuelles, on sera forcé de reconnaître qu'il avait rencontré juste en portant le chiffre de la levée à 40°.

---

171. Pendant longtemps, les belles pièces anglaises pour hommes faites à Genève (nous nommerons entre autres celles sortant de la maison Moulinié) avaient généralement leurs inclinés disposés pour une levée de 40°. Tous les ouvriers français qui ont résidé à Londres se rappelleront sans peine que, pour éviter le rebattement qui se produisait même avec un ressort donnant six tours, il était nécessaire de *friser* la roue de cylindre, et de façon à arrondir un peu l'arrière des dents. Ce léger arrondissage, qui augmentait la force *retardatrice* (**144**, **145**), suffisait toujours pour faire disparaître jusqu'à la crainte du rebattement.

---

172. Une partie des ouvriers gènevois, dans la connaissance de ce fait souvent répété, puisèrent l'idée qu'on perfectionnerait un échappement en abaissant son incliné le plus possible. La plupart des montres d'une certaine époque se ressentirent de cette erreur; et ces montres, qui cependant, conservaient des levées de 30° environ, font encore aujourd'hui le désespoir des rhabilleurs, bons juges dans cette question. Ils sont unanimes à déclarer que ces montres règlent mal, ont une marche peu décidée, des vibrations bornées; qu'elles éprouvent le besoin de nettoyages fréquents et de ressorts énergiques, etc. Où est l'avantage de l'incliné plus bas, s'il règle moins bien et s'il exige

un ressort plus puissant? et que peut-on espérer, après cela, d'un incliné à la tangente?

---

173. Dans les fabriques, qui ne sont pas, comme chacun sait, des foyers d'instruction, mais qui possèdent cependant un certain nombre d'ouvriers d'élite, habiles et intelligents, la levée moyenne à 40° a été généralement adoptée depuis soixante ans; et cependant, quand on mesure l'angle de l'incliné à un grand nombre de bonnes montres de Genève, les unes très grandes, les autres très petites, on est étonné de la différence que l'on rencontre. Par quel aveuglement inexplicable, ces ouvriers d'élite, et pour la plupart enrichis des observations de leurs devanciers, feraient-ils constamment les inclinés des petites roues selon un angle plus ouvert que celui formé par l'incliné des grandes roues, si l'expérience, ce grand maître en fait d'horlogerie, ne leur en avait fait sentir la nécessité?

Que l'on interroge quelques repasseurs hors ligne de Paris, et l'on apprendra d'eux qu'ils n'ont pu régler de très petites montres qu'en remplaçant les roues de cylindre par d'autres roues, ayant les inclinés beaucoup plus prononcés que ceux ordinaires.

---

174. C'est un fait pratique bien connu de tous les rhabilleurs, que les cylindres dont l'ouverture approche du centre (comme ceux de 185°, par exemple) n'ont pas de *cheminement* et donnent toujours un réglage fort inégal. Les lèvres de ces cylindres devraient être fort peu arrondies ou inclinées; mais comme dans l'exécution il est infiniment rare de ne pas dépasser la donnée théorique, et qu'alors les 2 degrés laissés pour la sûreté des repos sont réduits à rien, il arrive que la dent tombe tout au bord de la lèvre et même sur cette lèvre, parce que la pointe de cette dent n'étant pas un angle aigu, mais un angle arrondi, le point de contact se trouve toujours un peu au-dessous

de la ligne du plan droit. Puis, comme on n'est jamais certain que le plan droit ait son centre au milieu du cylindre et que toutes les pointes des dents soient mathématiquement placées sur la même circonférence (l'arrondissage et la trempe suffisant pour en faire déjeter un peu quelques-unes), on est toujours dans la nécessité de *forcer* un peu l'échappement; ce qui donne de grandes chutes en dehors ou de la gêne en dedans. Et si nous ajoutons que, le frottement sur la petite lèvre se faisant sur un angle et non sur une surface, la piqûre de cette lèvre est bien plus prompte; que la chute du repos, par suite de la forme de cette lèvre, est très forte, ainsi qu'on l'a démontré (**163**), on voit que les prétendus perfectionnements se réduisent simplement à ceux-ci : créer de plus grandes difficultés pour mettre l'échappement à son point, rendre la destruction plus rapide, les vibrations plus courtes, le réglage plus difficile, etc.; et que ce n'est vraiment pas la peine d'améliorer l'horlogerie de cette façon.

Nous venons de rencontrer ici un exemple de plus du danger des solutions purement graphiques ou théoriques, ou de celles obtenues par l'examen des modèles en grand. Leurs dimensions exagèrent les espaces ou les jeux de *sûreté*, et la grande pesanteur des mobiles change complétement les rapports des forces, des vitesses, etc.

Un cylindre un peu trop ouvert ne donne de résultats passables, dans la pratique, qu'avec un incliné plus élevé que d'ordinaire. Le lecteur attentif s'en expliquera parfaitement la raison.

RÉSUMÉ DE CE CHAPITRE.

175. La forme droite, ou selon une légère courbure approchante de la ligne droite, doit être préférée pour l'incliné.

Le milieu du plan droit doit passer au centre du cylindre.

Les grandes chutes, surtout celles extérieures, sont à éviter.

La levée *apparente* ne doit jamais être confondue avec la levée *réelle*.

La hauteur du plan incliné doit varier en raison inverse de la

grandeur des montres et conformément aux données du tableau qui termine l'art. **147**.

Les proportions de ce tableau sont convenables pour les montres établies avec soin et de bonne hauteur; mais il faut se souvenir qu'il y a moins d'inconvénient à laisser un incliné un peu trop haut que trop bas, et surtout aux montres médiocres.

On doit s'attacher à distinguer, par l'observation soutenue et comparative de leurs effets, les puissances *accélératrice* et *retardatrice*, si l'on veut arriver à la connaissance approfondie de cet échappement.

Ouverture à 196° *de plein*.

Sauf pour la levée à 30°, qui exige un cylindre un peu plus ouvert.

La forme des lèvres doit être l'objet d'une étude attentive, afin d'en approcher le plus possible dans l'exécution.

De bonnes observations apprendront à juger à la simple vue si la grosseur des axes et la grandeur des roues sont établies sur des proportions en rapport convenable avec le reste de la machine.

CHAPITRE IV.

DÉTAILS PRATIQUES.

Mesure pratique de la hauteur de l'incliné.

176. Nous commençons ce chapitre par l'exposition de notre méthode pratique, de mesurer la hauteur des inclinés, méthode annoncée dans le chapitre précédent.

Le nombre des degrés de la levée se comptant sur la circon-

férence du cylindre, et toute circonférence ayant un rapport invariable avec son diamètre (**104**), on voit tout de suite que les hauteurs des inclinés peuvent être représentées chacune par une fraction invariable du diamètre, et qu'il suffira de connaître la grosseur du cylindre, ou, en son absence, d'un arbre lisse passant avec peu de jeu entre deux dents de la roue, pour trouver, dans la comparaison de cette grosseur à l'élévation de l'incliné, la quantité précise de levée *réelle* que fournira ce dernier.

En vertu du rapport géométrique de la circonférence au diamètre dont nous avons parlé, on trouve qu'un incliné dont la hauteur est égale :

Au septième du diamètre du cylindre, donne un peu plus de 30° de levée réelle totale ;

Au sixième, environ 38° ;

Au cinquième, environ 46° ;

Au quatrième, environ 58° ;

Et pour les hauteurs intermédiaires, des levées proportionnelles.

En conséquence, si on place le cylindre, ou, à son défaut, l'arbre qui en tient lieu, entre les longues branches du compas aux inclinés (*fig.* **1**, *pl.* III. Lire dans l'appendice les instructions nécessaires à l'usage et à la construction de ce compas) successivement aux divisions ou subdivisions convenables, l'écartement des petits becs de l'outil fera connaître les hauteurs que devrait avoir un incliné pour produire 30°, 40°, 45°, 50°, etc. ; de levée totale réelle (1).

Cette méthode, simple et commode, offre l'avantage de faire connaître sans tâtonnements la hauteur du plan d'impulsion, et de révéler, tout de suite, la différence qui peut exister entre deux échappements paraissant identiques.

Tout horloger qui, dès l'apprentissage, prendra l'habitude de mesurer au compas la hauteur des plans inclinés, sera capable,

(1) En construisant une roue neuve, on peut, son diamètre étant seul connu, déterminer d'avance et par le calcul la hauteur du plan incliné. Mais comme cette solution par l'analyse pourrait, et avec raison, effrayer quelques-uns de nos lecteurs, nous lui substituerons un procédé pratique qu'on trouvera au sixième chapitre.

au bout de peu de temps, de les apprécier à l'œil et sans erreur sensible.

177. On a compris sans doute que la hauteur du plan incliné est toujours donnée par l'espace compris entre le talon de la dent et la circonférence passant par la pointe. Ainsi, pour une dent de la forme de celle qu'on voit *fig.* 2, *pl.* III, cette hauteur est égale à AB, tandis qu'elle est réduite à CD, pour une dent affectant la forme indiquée *fig.* 3.

Ce serait une utile précaution de laisser subsister sur le plat des dents de cette dernière forme un trait comme DE, *fig.* 3, trait qui n'est autre chose qu'une portion conservée de la circonférence passant par les pointes des dents.

De la roue d'échappement.

178. Autrefois les roues de cylindre se faisaient en laiton, et nécessairement très épaisses, afin d'offrir une suffisante solidité. Ces roues étaient sujettes à se fausser par les efforts faits au carré des aiguilles pour remettre la montre à l'heure. Les pointes de leurs dents s'écrasaient ou s'usaient; ce qui augmentait graduellement la chute, ainsi que les frottements sur le cylindre, qui perdait rapidement sa facilité à parcourir de grands arcs de rotation. Aussi, le moindre changement dans la fluidité de l'huile amenait-il de fortes variations de réglage.

Les pivots, et en particulier ceux du cylindre, se faisaient alors plus gros qu'il n'est d'usage aujourd'hui. Ils roulaient dans des trous de laiton offrant une plus forte résistance au mouvement, en outre qu'ils étaient sujets à l'agrandissement; ce qui n'a plus lieu avec les trous en rubis.

Soit par l'effet des frottements trop considérables, de la décomposition de l'huile et du laiton, qui formait sur les dents un amalgame rongeur, ou des balanciers trop grands, etc., les anciens cylindres se piquaient très vite, et peu de montres pourvues de cet échappement donnaient alors de bons résultats.

Les roues d'acier trempé, que l'on attribue à Jurgensen, artiste danois, ont remplacé avantageusement les anciennes de

laiton. Ces nouvelles roues peuvent être minces et légères. La trempe, en leur donnant plus de solidité, éloigne toute crainte pour la torsion des dents, où l'huile ne se décompose plus aussi facilement; et, si ces dents sont d'acier de premier choix, bien trempées et parfaitement polies sur leurs pointes et leurs inclinés, l'expérience a prouvé qu'elles n'ont pas à redouter l'usure, et que sous leur pression les lèvres des cylindres se conservent longtemps intactes.

La grandeur de la roue de cylindre est donnée par la troisième roue de rouage (seconde moyenne), sauf la sûreté nécessaire entre le talon des marteaux et le pignon de cette roue. Bon nombre d'artistes suisses tiennent à tort leurs troisièmes roues aussi grandes que leurs premières moyennes (1), ou à peu près, afin d'avoir, disent-ils, une grande roue d'échappement, ce qui, tout en rendant plus doux le frottement des repos, éloignera le balancier de la tige de la roue dernière moyenne et permettra d'avoir ce balancier beaucoup plus grand : raisonnement très faux et propre seulement à égarer par une certaine apparence théorique. La grandeur des roues, ainsi que nous l'avons dit (art. **166**), doit suivre la progression décroissante de la force motrice, et il faut se souvenir qu'il est préférable, quand il n'y a pas excès toutefois, *d'avoir une roue d'échappement plutôt petite et un régulateur puissant plutôt qu'une roue grande et un balancier plus léger.*

179. Pour les petites montres au-dessous de 3 centimètres (13 lignes environ), on tiendra la roue d'échappement, ainsi que la roue deuxième moyenne, proportionnellement plus petite, parce que dans ces sortes de pièces : 1° la roue de cylindre est moins nombrée; 2° la force motrice étant très faible, si les dernières roues ont un grand diamètre, elles opposent trop de résistance au mouvement, et la plus petite variation dans la fluidité

(1) Les noms des diverses roues d'un rouage de montre à la Lépine ont, pour la plupart, perdu leur signification, aujourd'hui que la grande-moyenne se place toujours au centre, et qu'aucune des autres roues ne porte ses dents relevées du champ. Nous appellerons donc désormais l'ancienne grande-moyenne *roue du centre;* la petite-moyenne, *première moyenne;* et la roue dite roue de champ, *deuxième moyenne.*

de l'huile de l'échappement suffit pour déranger le réglage; 3° le balancier, battant un plus grand nombre de vibrations (19,000 à 21,000), ne doit pas être grand : sa résistance au mouvement serait trop considérable.

La roue d'échappement doit être suffisamment nombrée (15 dents pour les montres de 3 à 4 centimètres, — 13 à 18 lignes). Une grande roue peu nombrée, par ses longues dents, donne un gros cylindre qui est moins indépendant de la force motrice (**166**).

La roue ne doit être revenue bleu-gris que depuis le centre jusqu'aux colonnes. Si les dents pouvaient rester trempées à blanc, ce qui n'est guère possible, cela serait mieux; car elles valent d'autant moins qu'elles sont revenues davantage. Il est presque inutile d'ajouter que la roue doit tourner ronde et droite; que toutes ses dents doivent avoir été justifiées avec soin sur leur longueur et pour chaque distance d'une pointe au talon de la dent suivante; que ses croisées doivent être étroites, afin de la rendre plus légère; que les colonnes doivent être arrondies assez profondément, et en retraite sur la saillie de l'incliné, pour qu'elles ne puissent pas frotter au cylindre en même temps que cet incliné; ou bien seulement en attirer l'huile, qui, du marteau coulant le long de la colonne, contribue en s'épaississant à paralyser la force d'impulsion.

L'angle vif du talon doit être très légèrement abattu et poli; la pointe des dents, *arrondie dans les deux sens*, et de façon à ne frotter que par son milieu.

Les inclinés et les pointes des dents doivent être polis au plus haut degré; mais l'*adouci* est préférable pour les plats de ces dents : il retient mieux l'huile dont cet échappement ne peut pas se passer.

Les bras des U doivent être plutôt étroits que larges et être placés à fleur des talons, comme dans la *fig.* 4, *pl.* II : autrement, dans les grands arcs de vibration, le fond de la coche de renversement viendrait toucher contre ces bras; ce qui nuirait à la régularité de la montre.

Il est utile de dégager en biais les talons, comme l'indique la

même *fig.* 4, et surtout quand la hauteur de la dent est considérable.

Du cylindre.

180. Le cylindre en rubis est à peu près indestructible, sauf accident, s'il est entretenu d'huile (on en rencontre de temps en temps où la tuile est fortement *piquée*, l'échappement ayant fonctionné *à sec*), et ses frottements sont plus doux que ceux d'acier contre acier. Mais il a contre lui sa plus grande difficulté à régler, qui provient : 1° de ce qu'il dépasse fréquemment la limite assignée à la grosseur des axes; 2° qu'il place au centre du balancier un poids trop considérable par rapport au poids de la circonférence; 3° que rarement il tourne rond; 4° qu'il lui faut deux goupilles ou deux plots de renversement, ce qui rétrécit l'étendue de la vibration; 5° que ses frottements sont trop réduits, etc.

Les ennemis quand même des frottements vont crier au paradoxe sur ce dernier article. Voudraient-ils alors nous expliquer le fait suivant, connu de tous les rhabilleurs? La plupart des échappements en pierre ne sont bien réglés qu'au bout de quelques semaines et même de quelques mois de marche, et précisément quand les huiles ont acquis une consistance plus grande.

181. Le cylindre simplement en acier, trempé dur aux endroits où se font les frottements, s'il est d'une exécution soignée et parfaitement poli, marchera très longtemps sans qu'il s'y manifeste d'usure; mais il faut qu'on ait le soin, comme pour celui en rubis, de l'entretenir d'huile.

L'acier fondu en branches carrées, dit acier forgé, est celui qui est recommandé comme moins pailleux par la plupart des artistes; et cependant la presque totalité des praticiens suisses et français se servent pour leurs cylindres d'acier *tiré*, parce qu'ils se sont aperçus qu'il est plus doux et moins sujet à se fendre que l'acier carré. Nous dirons en faveur de l'acier fondu qu'étant plus homogène il se polit mieux et plus également que tout autre,

mais que, par contre, il a une plus grande facilité à se brûler à la trempe s'il dépasse le rouge cerise.

Autrefois les tampons étaient en cuivre dans lequel une petite tige d'acier était ajustée pour former le pivot. Actuellement le tampon et le pivot sont faits d'un seul morceau d'acier trempé et revenu bleu foncé.

Le cylindre fini doit passer avec peu de jeu, s'il est de bonne grosseur, entre la pointe d'une dent et le talon suivant. Son diamètre intérieur est donné par la longueur d'une dent finie, et avec un peu plus de jeu qu'on n'en a laissé en dehors.

Si la dent se trouvait trop courte, l'écorce du cylindre serait alors très épaisse; ce qui augmenterait considérablement la largeur des lèvres et l'inégalité des résistances causées par les frottements des repos intérieur et extérieur, parce que ces repos se feraient à l'extrémité de deux rayons très inégaux. Aussi, avec un cylindre épais d'écorce, une montre marche-t-elle ordinairement très mal, et se trouve-t-on dans la nécessité de le changer.

Cette écorce ne doit conserver que l'épaisseur nécessaire pour lui assurer assez de solidité. Le *huitième* de la longueur du plan incliné sera le maximum que l'on pourra adopter pour cette épaisseur, et, dans quelques cas, elle pourra être tenue plus mince sans inconvénient.

Nous verrons à l'article de la vérification de la chute (**189**) à quels signes on reconnaît si un cylindre est trop gros ou trop petit par rapport à sa roue.

182. Le chapitre précédent (**158** et **174**) nous a fait connaître les inconvénients d'un cylindre trop *ouvert*. Quant au cylindre trop *fermé*, il exige, pour ne pas arrêter au doigt, que l'incliné de la roue soit plus élevé qu'il ne serait utile sans cela, et, par suite, il nécessite l'emploi d'une force motrice plus grande. Si l'on ne peut pas augmenter la hauteur de l'incliné, il arrive que sa pointe se présente sur l'arrière des lèvres ou même sur les repos, et butte dessus; il faut nécessairement, pour faciliter la mise en train de l'échappement, éloigner un peu la roue du cylindre, et l'on voit qu'alors, le milieu du plan incliné ne pas-

sant plus au centre, les chutes extérieures seront augmentées, tandis que celles du dedans deviendront plus précises.

Grande coche.

183. Nous avons vu précédemment que lorsque l'on entaille un cylindre, il faut enlever très peu plus de *cinq douzièmes* du diamètre ; c'est-à-dire que lorsque le cylindre est fini il doit avoir conservé pour le *plein* un peu moins de *sept douzièmes*, ou la la moitié plus un douzième faible.

Quant à la hauteur de cette grande coche elle doit être, environ, de *une fois et demie* l'épaisseur totale de la roue mesurée du bas des colonnes au-dessus des dents (**233**-6°).

Les lèvres et les repos du cylindre doivent être très bien polis. Il faut avoir grand soin de ne pas laisser d'angle et *surtout à l'extrémité intérieure* de l'incliné de la petite lèvre ; cet angle est une cause d'arrêt peu soupçonnée.

On trouvera dans l'appendice la description de l'outil à mesurer les ouvertures.

Petite coche.

184. La petite coche, dite *coche de renversement*, et qui est faite dans le but de permettre au balancier de parcourir un tour entier, ne doit conserver que le quart de l'écorce du cylindre, c'est-à-dire qu'elle doit aller à 270°. Quelquefois même on la fait plus profonde lorsque les bras des U ne sont pas à fleur des talons, ou que les dents de la roue sont trop courtes, afin d'éviter le battement du fond de cette coche contre les bras des U.

Dans ce cas on l'enfonce en plus des trois quarts de la circonférence, de toute la quantité dont la dent est trop courte ou dont les talons dépassent les bras des U.

La hauteur de la coche de renversement est en moyenne trois fois l'épaisseur du fond de la roue. Nous disons en moyenne, car trois fois n'est pas assez pour les roues très minces et c'est trop pour les roues très épaisses.

BIBLIOTECA IMPR. REAL

La coche étant faite selon les principes, le balancier doit parcourir un tour entier sans que le bras des U soit touché. S'il en est autrement, c'est que la goupille de renversement est mal placée. Nous verrons plus loin (**193**) comment se fait la correction de ce défaut.

De la piqûre du cylindre.

185. La piqûre du cylindre provient ordinairement :

1° De la présence d'une espèce de sable rongeur formé par le mélange de l'huile et de la poussière, ou de l'absence de l'huile qui s'est desséchée. Les frottements se font alors à sec.

2° De l'imperfection du poli. Elle est cause que les parties frottantes n'étant pas suffisamment unies, les aspérités des métaux se pénètrent et se déchirent, ce qui augmente les frottements et détruit les pièces en contact.

3° De la mauvaise qualité du métal qui, pailleux ou peu homogène, n'est pas d'égale dureté dans toutes ses parties et se polit mal ou inégalement.

4° D'une mauvaise trempe qui corrompt l'acier si on le chauffe trop, ou qui ne lui donne pas assez de dureté si on ne le fait pas rougir suffisamment.

5° De la mauvaise habitude qu'ont une partie des faiseurs d'échappements qui, pour plus de facilité dans le travail, reviennent *jaune-paille* et quelquefois violet les lèvres et les repos du cylindre.

6° D'une roue qui n'est pas trempée ou qui est trop revenue après la trempe.

Ces défauts seront évités si l'on a le soin de ne pas laisser marcher trop longtemps l'échappement sans renouveler l'huile, de prendre toujours pour sa confection de l'acier de premier choix, de le tremper avec infiniment de précaution et de le laisser dans toute sa dureté au repos et aux lèvres, et seulement jaune aux dents de la roue, enfin d'arrondir légèrement en baguette les plans inclinés et leurs pointes, puis, de polir au plus haut degré toutes les surfaces frottantes.

Vérification de la levée.

186. En augmentant progressivement la pénétration de la roue dans le cylindre, il y a accroissement visible dans l'étendue des vibrations jusqu'à ce que le milieu du plan incliné droit ait atteint le centre du cylindre; mais ce point une fois dépassé, les vibrations restent à l'état stationnaire si elles ne diminuent pas : et il en doit être ainsi, puisque la puissance communiquée au cylindre dépend, non pas de la levée, mais *de la force motrice, de la hauteur et de la position du plan d'impulsion.* Or, la force motrice et la hauteur du plan étant invariables, il est clair que la position la plus avantageuse de ce plan incliné (celle au centre) doit toujours correspondre à une plus grande étendue des oscillations.

Toute la question de la levée se réduit à cette règle unique : *Le milieu du plan incliné droit doit être au centre du cylindre.*

Sous le bénéfice de cette règle, nous ferons remarquer : 1° qu'en *forçant* la levée on ne fait que rendre l'arrêt-au-doigt plus facile, les chutes du dehors plus grandes, celles du dedans trop précises, etc.; 2° qu'en laissant cette levée trop faible, l'oscillation est plus courte, les chutes du dehors plus grandes, celles du dedans trop précises; et que les pointes des dents, si le cylindre est très *ouvert*, tombent sur les lèvres au lieu de tomber sur le repos, etc.

On voit ici quelle est l'erreur de ceux qui croient augmenter la vigueur de l'impulsion en *forçant* la levée, tandis qu'ils ne font que créer une source de gêne et d'irrégularité pour l'avenir. Tout échappement ainsi traité aura au bout de quelques mois une marche languissante et une grande facilité à s'arrêter au doigt.

Si un échappement qui a le milieu de son plan droit au centre du cylindre ne donne pas de suffisantes vibrations, cela provient d'un échappement gêné ou mal fait, ou bien d'une force motrice insuffisante; résultat ordinaire de mauvais engrenages, mauvais

ressort, etc. En somme, il faut chercher le défaut ailleurs que dans un manque de levée.

Nous avons dit précédemment qu'on reconnaît dans la pratique quand le milieu du plan droit est au centre, à ce signe : que c'est l'endroit où la chute extérieure est la plus petite.

187. Avec un cylindre ouvert à 196° de plein, si l'on fait agir quatre inclinés ayant de hauteur 1/7^{me}, 1/6^{me} fort, 1/5^{me}, 1/4 du diamètre du cylindre, le centre des inclinés sera au milieu du cylindre quand ils produiront trois levées *totales apparentes* ayant environ : 30°, 35°, 40°, 45°.

Si le cylindre était ouvert de quelques degrés en plus, on devrait retrancher ces degrés sur la levée; si, au contraire, il était plus fermé, il faudrait augmenter la levée de ce qu'il y aurait en plus de 196°, pour que le milieu du plan droit passât toujours au centre du cylindre.

Pour plus de commodité, il est bon de dessiner en grand plusieurs cylindres à 196°, pourvus de différents inclinés; et d'indiquer, en regard, de combien la levée réelle dépasse la levée apparente. Ces dessins serviraient, pour ainsi dire, de tables à consulter au besoin (les articles **195**, **196** complètent ceux-ci).

Vérification de la chute.

188. On connaît les inconvénients d'une trop grande chute, elle est la cause d'une perte de force et d'une plus grande difficulté de réglage; il n'en faut donc laisser que la quantité absolument réclamée pour la sûreté du jeu de l'échappement.

Pour que la chute ne soit que celle nécessaire, il est indispensable, comme nous l'avons déjà dit, que le milieu de l'incliné droit passe par le centre du cylindre et que la roue ait été fendue avec une fraise mince. Dans la pratique on donne cependant un peu plus de chute en dedans qu'en dehors; parce que, comme il n'est guère possible d'être certain que le milieu de l'incliné ne se trouve pas un peu au-delà ou en deçà du centre, et que si cela avait lieu, de même que s'il fallait rapprocher l'échappement, on courrait le risque, faute d'un petit surcroît de

chute intérieure, de voir frotter en même temps la pointe et le talon de la dent.

Ce défaut pourrait provenir aussi de ce que l'adoucissage et le polissage auraient altéré la rondeur intérieure du cylindre.

Il faut vérifier les chutes dent par dent. Si ces chutes sont inégales, on justifie la roue sur la plus petite dent, qui doit entrer juste dans un trou d'une étroite filière à trous en laiton faite pour cet usage. Ce même trou servira ensuite à mesurer les autres dents. Pour égaliser les vides et faute d'autre moyen on les mesure avec un arbre lisse, passant sans jeu, entre la pointe et le talon suivant du plus grand vide. (On trouve des outils à justifier les roues chez tous les marchands de fournitures.)

Si cependant les différences de chutes étaient considérables et qu'on fût dans la nécessité de conserver la roue, il vaudrait mieux, dans le rhabillage, ne donner que la chute nécessaire aux dents plus longues plutôt que d'avoir de grandes chutes partout.

Avec un cylindre pas trop épais d'écorce, si une roue n'a de chutes ni en dedans ni en dehors, on en donne en usant avec précaution ou les talons ou les pointes des dents (les talons seulement quand les dents sont trop inclinées, car il est de beaucoup préférable d'attaquer les pointes). Ensuite, on reforme et polit avec soin les parties touchées.

189. S'il y a trop de chute en dedans et pas assez en dehors, le cylindre est trop gros. S'il y a trop de chute en dehors et pas assez en dedans, le cylindre est trop petit.

Dans les deux cas le cylindre est à refaire.

Remarquons cependant, en faveur du rhabillage, que lorsqu'un cylindre, ayant l'écorce assez mince, est un peu trop gros, ou lorsque l'on refait un cylindre trop fort d'écorce, si on ne laisse que la chute nécessaire en dehors, sans se préoccuper de la chute intérieure, on obtient presque toujours un réglage suffisant.

S'il y avait excès de chute intérieure et pas de chute en dehors avec un cylindre un peu épais d'écorce, ce qui indiquerait des

dents trop courtes et un cylindre trop gros, deux défauts à la fois, l'échappement serait à refaire en entier.

Règle générale pour les rhabilleurs. Avec peu de chute en dehors, quoique avec une assez forte en dedans, l'écorce mince (1/8^{me} de la longueur du plan incliné pour maximum), le cylindre suffisamment fermé, la dent assez inclinée, d'ordinaire, les vibrations sont vives et on obtient un bon réglage courant.

Il est bien entendu que cette remarque ne concerne que le raccommodage, car tout échappement neuf doit être établi selon les principes, si l'on veut en obtenir un réglage supérieur en précision.

Des pivots. — Des trous en pierre.

190. Comme il est nécessaire à l'échappement dont nous nous occupons que le balancier soit très libre, afin de décrire de grands arcs, le diamètre des pivots du cylindre doit être aussi petit que possible. C'est-à-dire qu'il doit être du 8^{me} au 10^{me} du diamètre du cylindre. S'ils sont plus gros, ce superflu ne sert qu'à rendre les frottements plus considérables et à diminuer par conséquent l'étendue des vibrations.

La longueur du pivot du balancier doit être de trois fois son diamètre. Le bout du pivot doit être plat et l'angle vif seulement légèrement abattu, de manière à ne pas gratter sur l'ongle. On donne cette forme afin de mieux égaliser la somme des frottements du *plat* au *pendu*.

Il faut rabattre la portée en cône allongé. Cette portée n'est qu'un surcroît de matière inutile qui attire l'huile et qui, quand celle-ci s'est épaissie, tenant constamment plongé dedans une assez grande surface, augmente ainsi la résistance éprouvée par le balancier.

Pour la même raison, il faut des creusures au cylindre, et les tigerons doivent être assez longs, afin d'empêcher les extrémités des canons de tremper dans l'huile. Si l'on a beaucoup de hauteur, on fera le tigeron et le canon d'en bas proportionnellement plus longs : le tampon sera plus solide et la pression exercée sur

le cylindre étant répartie plus également sur les deux pivots, le frottement sera plus doux.

Tous les pivots de l'échappement doivent rouler dans des pierres fines dont les trous n'étant pas sujets à l'agrandissement, rendront fixe la position de cet échappement. S'ils sont bien polis à l'intérieur et toujours abreuvés d'huile, le frottement étant plus doux que dans les trous de laiton, les pivots s'y conservent intacts; mais il faut que ces pivots d'acier trempé dur et revenu seulement bleu-foncé soient ronds, cylindriques et polis avec soin.

Les trous doivent être *plantés* bien droits; autrement, les pivots se trouvant placés en biais dedans pourraient être gênés même dans des trous grands et être rongés plus tôt. Il faut bien s'assurer que les parois et les bords des trous n'ont ni égrisures ni fentes pouvant receler la fine poudre de diamant. Elle se mêlerait plus tard à l'huile et détruirait promptement le pivot.

Il faut laisser un *jour imperceptible* entre les pierres et les plaques des contre-pivots, afin que l'huile, par un effet d'attraction et de capillarité, puisse rentrer dans le trou au fur et à mesure que la petite quantité qui s'y trouve se dessèche (**23**).

Si les trous sont trop grands, la somme des frottements est variable par suite de la différence des jeux des diverses pièces selon les positions données à la machine, et l'huile s'extravase promptement sur le contre-pivot. Toutes ces causes réunies nuisent à l'uniformité de la marche.

Si les trous sont trop justes, le balancier est assez libre quand les huiles sont fraîches; mais aussitôt qu'elles s'épaississent, les vibrations sont gênées et la montre varie ou s'arrête; car, remarquons qu'il faut donner, proportionnellement aux pivots des autres mobiles, un peu plus de jeu à ceux du cylindre, pour laisser au balancier, et en tout temps, une parfaite liberté.

Le jeu que les pivots fins doivent avoir dans leurs trous, d'après les expériences d'artistes capables, doit être du sixième du diamètre du pivot. Ainsi, si un pivot placé aux mâchoires d'un micromètre marque 6, le trou doit être assez grand pour laisser entrer sans jeu un pivot marquant 7. Tout élève horloger devra

être pourvu d'une filière aux pivots bien faite et de petites tiges d'acier bleu à l'extrémité desquelles il formera des pivots de toutes grosseurs pour mesurer les trous, jusqu'à ce qu'il ait acquis assez d'habitude pour apprécier le jeu avec justesse, à l'œil et au doigt.

Les pivots de la roue d'échappement peuvent être aussi gros que ceux du cylindre, quelquefois un peu plus fins, et il suffit de leur donner pour longueur deux fois leur diamètre.

C'est un très grave défaut, à la plupart des montres à cylindre, que l'absence presque totale de tigeron au pignon de roue d'échappement. Ce manque de tigeron est cause que l'huile des pivots descend toujours dans le pignon qui l'attire, et où sa présence accélère la destruction des parties en contact et rend le frottement de l'engrenage variable, suivant le plus ou moins de fluidité de l'huile et le plus ou moins de poussière amalgamée avec. Aussi, voit-on généralement ce pignon se *piquer* après un temps de marche assez court et beaucoup de montres varier, et même s'arrêter, par le seul fait de l'épaississement de l'huile tombée sur les ailes du pignon (1).

Si la plupart des horlogers, ou se disant tels, au lieu de propager le goût des *platitudes* à la mode, faisaient enfin comprendre aux acheteurs que les règles de la bonne horlogerie ne peuvent s'appliquer dans les montres qu'avec certaines conditions de hauteur, on pourrait alors, en outre d'autres avantages et sans cependant avoir ces machines d'une trop forte épaisseur, conserver les deux tigerons indispensables, dont on comprendra mieux l'importance si l'on fait attention que le pignon d'échappement, étant le dernier du rouage, se trouve être précisément celui sur lequel la force motrice agit avec le moins d'énergie.

Les tigerons de la roue doivent être *en tête* du côté du pivot, afin que l'attraction y retienne l'huile, qu'il ne faut mettre qu'en

(1) La présence de l'huile sur les ailes du pignon ne serait pas une cause de destruction si elle restait pure, mais comme elle retient les malpropretés et la poussière sur les points de contact, il en résulte une espèce de sable rongeur qui, sous la pression d'un engrenage à frottement rentrant, comme celui du pignon de six ailes, s'écrase et s'incruste dans le métal qu'il use ensuite à la façon de la pierre broyée à l'huile.

petite quantité; autrement elle s'extravase dans le pignon et même avec de longs tigerons.

Il ne faut laisser à ces tigerons, qui ne doivent pas être trop gros, qu'une étroite *portée*, surtout dans les petites montres.

On formera également *en tête* les tigerons du cylindre (*fig.* 1, *pl.* II), pour empêcher l'huile de monter jusqu'aux creusures des tampons.

Du spiral.

191. Si un spiral est bien d'égale épaisseur partout, il se développe uniformément et ses spires ne sont pas sujettes à se toucher par les grandes vibrations. Chaque partie agit d'autant moins dans un spiral que ce dernier est plus long.

Plus un spiral est long, plus il est propre à donner l'isochronisme des vibrations et moins il occasionne de frottements aux pivots du balancier, son travail se faisant bien plus concentriquement à ces pivots qu'avec un spiral court qui les repousse plus fortement contre les parois des trous.

Dans l'échappement à roue de rencontre la chute de la dent paralyse brusquement une partie de la vibration, et le spiral en reçoit une espèce de contre-coup qui ferait toucher les spires si elles étaient trop serrées. Dans celui à cylindre le spiral ne reçoit pas de semblables secousses et son mouvement n'est ralenti que graduellement, il semblerait ainsi qu'on pourrait le tenir très long. Cette conclusion serait une erreur, car l'expérience a prouvé qu'un spiral isochrone, qui doit forcément être accompagné du balancier compensateur, offre plus d'inconvénients que d'avantages avec l'échappement à cylindre et en général avec tous ceux à repos où les frottements établissent une sorte de compensation naturelle; et si l'on remarque en outre que plus un spiral est long plus il s'allonge et se raccourcit par le chaud et le froid et que ses tours étant très serrés, il offre à beaucoup d'horlogers de sérieuses difficultés dans la pratique, on en conclura qu'un spiral de huit à neuf tours, environ, est celui qui convient à l'échappement à cylindre; et nous ajouterons que plu-

sieurs artistes distingués, ayant beaucoup pratiqué cet échappement, ont reconnu qu'avec un plus long spiral il se réglait moins bien.

Quand on veut faire choix d'un spiral on pince dans des brucelles le tour extérieur et l'on engage le premier tour intérieur dans la coche du cylindre que l'on soulève ainsi avec son balancier. C'est ce que l'on appelle *peser* un spiral (expression vicieuse). On reconnaît qu'il est de *poids*, ou plutôt de *force*, et qu'il est approximativement en rapport avec les nombres courants de vibrations par heure quand, dans cette position, le cône formé par le spiral est environ de une fois et demie plus haut que sa largeur, et que tous les tours, bien graduellement espacés, sont souples et élastiques sous le balancement procuré au balancier. Mais ici un livre ne peut pas suppléer un bon maître d'apprentissage, aussi nous contenterons-nous d'ajouter : qu'il faut une grande habitude pour réussir du premier coup à trouver ce qui convient et que c'est par l'étude attentive des spiraux des montres bien réglées et en *pesant* leur force que l'on peut acquérir l'expérience nécessaire.

Dans nos calibres modernes, le diamètre du spiral est égal au rayon du balancier. Avec une ouverture de compas égale à la moitié de ce rayon, on tire du centre du coq un trait sur le piton et un autre trait sous la tête avancée de la raquette. Ce dernier trait, passant juste entre les deux goupilles de raquette, indique ainsi leur position. Quant au trait sur le piton, il donne la distance où doit être percé le trou qui sert à loger l'extrémité extérieure du spiral.

Un spiral doit être bien rond et bien *centré;* c'est-à-dire qu'étant fixé au coq par le moyen du piton et son premier tour se trouvant entre les goupilles de raquette, le milieu du trou de la virole, qui occupe le centre du spiral, doit être correspondant au trou du pivot.

Il doit être bien d'égale force partout, afin de vibrer sur toute sa longueur et que tous les tours s'ouvrent et se ferment ensemble sans se toucher. Si cela n'avait pas lieu il y aurait des tours forts et des tours faibles et le spiral serait à remplacer.

Il doit rester parfaitement plat en se développant et être bien parallèle au coq avec lequel il lui faut suffisamment de *jour* de sûreté, ainsi qu'avec les rayons du balancier. Son premier tour ne doit pas frapper contre le piton ni contre la roue de centre.

Il doit être formé selon la courbe que décrivent les goupilles de la raquette quand on fait marcher celle-ci; autrement il arriverait que, dans certaines positions, ces goupilles le feraient *brider* et qu'en donnant par la raquette du retard à la montre on la verrait parfois avancer.

Il doit jouer librement entre les goupilles qu'il faut toujours avoir le soin de tenir très sèches, afin d'éviter le collement de la première spire. Ces goupilles ne doivent pas être en acier, qui est susceptible de se rouiller et de s'aimanter.

Le second tour ne doit pas aller frapper à la première goupille de raquette.

Cette raquette sera pourvue du petit tenon, mobile au tourne-vis, que dans les fabriques on nomme la *botte* et dont le bec, très mince, empêche le spiral de sortir d'entre les goupilles.

Enfin, il faut apporter tous les soins possibles dans le choix et la mise en place d'un spiral : ce ressort ayant une influence considérable sur le réglage.

Dans le rhabillage, s'il est trop faible, on peut le recouper un peu au centre dont les tours sont plus sensibles que ceux du dehors. S'il est trop fort on peut l'affaiblir, mais il faut le faire également sur toute sa longueur. Il vaut mieux cependant encore en remettre un autre de force convenable.

Avant de remonter un échappement on s'assure toujours que la virole tient solidement en place et qu'elle occupe bien le centre du spiral.

Du balancier. — Des vibrations par heure.

192. Les anciens balanciers étaient grands, légers et à vibrations lentes, aussi les montres du temps subissaient-elles beaucoup l'influence du *porter* et des changements atmosphériques. L'expérience moderne a reconnu que pour remédier à ces

inconvénients les balanciers devaient être plus lourds et à vibrations plus rapides, mais qu'il fallait alors diminuer leur diamètre, de grands balanciers offrant trop de résistance au mouvement.

Actuellement, les balanciers sont plus petits et plus lourds que ceux de Berthoud. Il n'y a pas de règle géométrique pour déterminer leur diamètre et leur poids, et l'on comprendra pourquoi il en est ainsi si l'on se souvient de ce que nous avons déjà dit, et que l'on peut, dans certaines limites du moins, remplacer le diamètre par le poids et réciproquement.

Un balancier trop léger ne règle jamais bien, il est trop maîtrisé par la force motrice, la résistance de l'air, l'épaississement des huiles, etc. Un balancier trop lourd augmente la rudesse des frottements et les chances de rupture des pivots par une chute. Il exige un spiral plus fort, une force motrice plus grande et rend la montre plus difficile à régler surtout du *plat au pendu* (1).

On voit que la grandeur et le poids du balancier se trouvent dans certains milieux en rapport, principalement *avec la force motrice* et *les frottements de l'échappement*, et que la théorie, en s'aidant de bonnes expériences (10), pourrait fixer les limites de ces milieux dont la pratique sait très bien ne pas sortir.

Les ouvriers des fabriques donnent pour la mesure courante du diamètre *dans les montres moyennes* la largeur du couvercle du barillet quand ce couvercle est placé du côté des dents, ce qui revient à prendre à peu près le diamètre extérieur du tam-

(1) Un balancier pesant rend la montre plus difficile à régler dans les différentes positions. Dans la position horizontale, les pivots du balancier éprouvent un moindre frottement, puisque le frottement n'a lieu que presque contre le bout du pivot qui porte le balancier; si la montre était réglée dans la position verticale, elle avancerait dans la position horizontale; dans la position verticale, au contraire, le frottement aux pivots du balancier augmente, puisque les pivots frottent suivant toute leur longueur contre les parois des trous, et la montre, supposée réglée dans la position horizontale, retardera dans celle verticale.

Cette variation dans le frottement des pivots du balancier, suivant les différentes positions, est toujours en raison de la pesanteur du balancier, comme on le sent aisément.

(*Jurgensen.*)

bour du barillet. On peut adopter cette grandeur, mais seulement dans les montres de fortes dimensions, où l'on a de l'espace et une bonne force motrice ; toutefois, il ne faut le faire que d'après l'expérience de montres bien réglées dans toutes les positions, et semblables à celles que l'on établit ou répare. Dans les *petites montres* il est préférable d'avoir un balancier proportionnellement et progressivement plus petit mais plus lourd. (Voir la fin du **178.**)

De nombreux artistes, à qui une longue expérience a fait connaître qu'un bon réglage est toujours le résultat d'un certain rapport, d'une relation particulière entre le bras de levier ou rayon de la roue (dont la grosseur du cylindre dépend) et celui du balancier, ont adopté pour la *grandeur maximum* de ce dernier *deux fois* le diamètre de la roue d'échappement, et pour la *grandeur moyenne deux fois moins un dixième.*

Si l'on se souvient de ce qui a été dit (**179**) que, toutes proportions gardées entre les grandeurs des montres, celles de faible dimension doivent avoir les roues d'échappement plus petites, on comprend qu'il en doit être de même des balanciers et que la décroissance de leur grandeur est plus rapide que celle des montres. Ainsi, si nous supposons une *montre moyenne* dont le balancier ait un diamètre égal à celui de la virole ou tambour du barillet, le diamètre du balancier de la petite montre ne sera alors environ que des 3/4 de celui de sa virole de barillet.

L'on voit, tout de suite, que le champ du petit balancier devra être plus épais et plus lourd, toujours proportionnellement ; c'est-à-dire qu'il y aura encore une plus grande différence entre les poids qu'entre les diamètres. Effets qu'on s'expliquera aisément si l'on se reporte aux principes de l'introduction.

Quant au poids du balancier, en règle générale (relire les articles de l'introduction de **25** à **41**), comme un balancier plutôt lourd que léger, s'il n'y a pas excès toutefois, règle mieux, on le tiendra un peu pesant d'abord, sauf à le diminuer ensuite; mais toujours d'après l'expérience et une observation longue et attentive des montres bien réglées dans différentes positions et en se conformant aux instructions de l'art. **156.** Au bout de peu

de temps d'attention et d'étude, l'usage et la pratique aplaniront à l'ouvrier intelligent cette apparente difficulté.

La matière préférable pour l'exécution de cette pièce est celle qui présente le plus grand poids sous le moindre volume. L'acier doit être rejeté, quoique par la trempe il acquière plus de solidité que tout autre métal; car, en outre qu'il est sujet à la rouille, il est susceptible d'aimantation.

Nous savons que l'arc des vibrations doit être de trois quarts de tour (270°), parce que les grandes vibrations réglant mieux, il n'y a de limites à leur étendue que la sûreté suffisante pour éviter le rebattement de la goupille de renversement.

L'échappement à cylindre doit battre 18,000 vibrations par heure (5 par seconde). Ce nombre de vibrations réglant bien, on doit s'y tenir. Il n'y a d'exception à cette règle (à part les montres pour courriers) que pour les montres ayant moins de 29 millimètres de diamètre (13 lignes). Ces petites pièces, en raison de la faiblesse de leur force motrice, étant très influencées par le *porter* et par les variations de température, doivent battre de 19,000 à 21,000, suivant leur petitesse. Elles ne s'useront pas davantage.

Un balancier doit avoir été écroui avec soin, être bien libre, parfaitement d'équilibre et avoir la forme la plus convenable pour fendre l'air avec facilité. Il doit tourner rond et droit, avoir presque tout son poids dans sa circonférence; car les rayons et le centre doivent être peu chargés de matière (**36**). Il lui faut assez de *jour* de sûreté avec le coq, la roue de centre, la tête du piton, les goupilles de raquette, le spiral, etc. Du côté du char il doit être assez éloigné de la barette ou pont d'échappement et de la platine. On fait attention en le rivant qu'un de ses bras ou rayons soit bien en face du dos du cylindre; afin, qu'au besoin, on puisse mettre l'échappement sur le compas d'engrenage.

Du renversement

103. Le balancier de l'échappement à cylindre peut parcourir un tour entier.

Si on voulait lui faire faire de plus grandes vibrations il arriverait que, lorsqu'il tournerait de la droite vers la gauche (1), le fond de la petite coche du cylindre, indiqué par la ligne pointillée OD, *fig.* 4, *pl.* III, viendrait rebattre rudement contre le bras des U, et la dent, débordant alors la grande lèvre, accrocherait dessus et, retenant le cylindre immobile, l'empêcherait d'être ramené par le spiral : position qui est indiquée par la *fig.* 4. Ce cas se produit avec une petite coche trop profonde.

C'est ce qu'on appelle le *renversement.*

Le renversement aurait également lieu si le cylindre tournait trop de la gauche vers la droite : lorsque la dent ne serait plus appuyée sur le repos, elle tomberait tout entière dans le cylindre; le bras des U irait se jeter contre le fond de la petite coche, et quand le cylindre serait ramené par le spiral, il arcbouterait contre le talon de la dent, et le fond de la petite coche resterait en prise avec le bras des U, ainsi qu'on le voit dans les *fig.* 5 et 6.

On évite le renversement en plaçant aux points convenables *le plot* du coq et la goupille du balancier.

Lorsque l'échappement est au repos du spiral, c'est-à-dire lorsque le point de repère du balancier correspond bien à celui de la platine, la goupille du balancier doit se trouver à l'opposé et parfaitement en face du plot de renversement.

Si cette goupille n'est pas à la place qui lui convient, il peut en résulter un et même plusieurs des défauts suivants : 1° le renversement, surtout sur la petite lèvre, quand les dents ont été dégagées en biais en dedans; 2° le battement du fond de la petite coche contre le bras des U; 3° le battement plus répété de la goupille contre le plot. On transporte alors la goupille du balancier un peu plus à droite ou à gauche du côté où le défaut s'est révélé.

Voici comment on s'assure, pratiquement, si la goupille et le plot sont bien placés.

La montre étant remontée d'un tour ou deux, on met un papier

(1) Ou du côté opposé si la roue d'échappement tournait à rebours.

mince pour gêner le balancier que l'on fait tourner avec une pointe de fusin, d'un côté et de l'autre, jusqu'à ce que la goupille appuie au plot. Si le tour entier est accompli sans révéler un des défauts suivants, tout est bien à sa place; mais s'il y a renversement, si la pointe de la dent arrive trop au bord de la lèvre ou si la roue recule un peu quand la goupille approche du plot, le déplacement de la goupille ou du plot est nécessaire.

Quand la goupille de renversement est appuyée contre le plot, il doit toujours rester un petit *jour* de sûreté entre le bras des U et le fond de la petite coche; le rebattement par les secousses doit être supporté uniquement par cette goupille.

L'échappement à cylindre en pierre porte deux plots de renversement. Il sera facile, si l'on a bien compris ce qui précède, de s'assurer si ces deux plots qui bornent l'étendue des vibrations sont nécessaires et si leur rapprochement, ou le transport un peu à droite ou à gauche de la goupille, ne permettra pas des oscillations plus grandes et comme résultat un réglage plus parfait.

Des points de repère pour la levée des degrés.

194. Supposons que ces points doivent indiquer une levée apparente de 40°.

On prend sur la *grammaire* (voir l'appendice à ce nom), avec un calibre-à-pignon, un arc de cercle de 40°, qui équivaut à un peu plus du tiers du diamètre du balancier. Puis, on marque sur la platine, à fleur de ce balancier, et correspondant aux deux becs du calibre, les deux *points de levée,* ainsi nommés parce qu'ils indiquent l'étendue de la levée totale. Un troisième point, appelé *point du centre*, doit être placé parfaitement au milieu entre les deux premiers (1).

Le ressort étant armé d'un tour ou deux, on fait lever les

(1) Si nous recommandons de placer les points de la platine à fleur du balancier, c'est que s'ils en étaient éloignés ils ne donneraient plus l'arc de levée mesuré à la circonférence de ce balancier, mais un arc d'autant plus petit que l'éloignement serait plus grand, ce qui tromperait sur l'étendue de la levée.

degrés de l'échappement que l'on suit très attentivement à la loupe, tout en faisant tourner sous la légère pression d'une pointe de fusin le balancier, gêné par un papier. A la première chute on cesse le mouvement pour faire avec du rouge une petite marque au bord du balancier, en face du premier point de levée (le dernier dans le sens où le cylindre tourne). On ramène doucement le cylindre en arrière jusqu'à la seconde chute, pour faire au balancier une seconde marque rouge en face de l'autre point de levée. Si les deux marques rouges coïncident, c'est-à-dire n'en font qu'une, la place du repère est trouvée ; mais si ces deux marques sont séparées, le repère doit être placé bien au milieu entre elles deux.

On ramène alors son balancier de manière à ce que ce repère trouvé soit vis-à-vis du *point du centre*, et l'on s'assure si le piton est placé dans la même direction. S'il est plus à droite ou à gauche, on dépose bien en face de ce piton un peu de rouge sur le balancier ; puis on enlève ce dernier avec précaution, pour y faire un trait au bord pour le repère des degrés, et un petit point par-dessus pour faire retrouver la position du piton chaque fois qu'on remettra le spiral en place après l'avoir ôté.

Remarquons que le plus ordinairement il suffit d'un seul repère au balancier, si l'on a la précaution, en marquant les trois points sur la platine, de faire tomber celui du centre bien vis-à-vis du milieu de l'oreille du coq, c'est-à-dire du piton.

Vérification pratique de l'échappement sur le compas.

195. La seule méthode précise pour mettre un échappement à cylindre à son *vrai point* consiste à placer le milieu de l'incliné droit au centre du cylindre.

Quand le talon de la dent échappe à la grande lèvre et que la pointe tombe au repos intérieur, si l'on suppose le milieu du plan droit au centre du cylindre, il est clair que, puisque ce plan incliné représente le diamètre, toute la partie de l'écorce cylindrique en plus de 180 degrés doit déborder la pointe de la dent. Cette quantité serait de 16 degrés pour une

ouverture à 196°. Si l'on fait attention que l'arrondissage de la grande lèvre fait perdre quelque chose sur la levée et que l'incliné de la petite lèvre occupe 10 degrés sur le cylindre, on voit que, en réalité, la pointe de la dent ne peut tomber au repos qu'à au moins 4 degrés en dedans du bord de l'incliné de la petite lèvre.

Le repos extérieur devrait également tomber à environ 16 degrés du bord de la grande lèvre; mais, comme l'inclinaison considérable de la petite lèvre fait perdre plusieurs degrés sur la levée, et qu'en outre cette inclinaison est cause que la dent ne déplace sur la circonférence extérieure du cylindre, pendant la seconde demi-levée, qu'un arc de cercle d'égale étendue à celui déplacé sur la circonférence intérieure pendant la première demi-levée, arcs qui n'ont pas la même valeur en degrés, il en résulte que la dent tombe au repos à 12 degrés environ du bord de la grande lèvre.

Un changement dans la hauteur de l'incliné n'en produit aucun dans les quantités dont la pointe de la dent tombe en arrière des lèvres.

Si l'ouverture a plus ou moins de 196° de plein, on ajoute le plus ou on retranche le moins sur les quantités ci-dessus.

Tout ceci bien compris, voici comment on peut s'assurer pratiquement que le milieu du plan droit est au centre.

L'ouverture du cylindre étant mesurée à l'avance, et ainsi étant connue, on fait tourner le balancier, que nous supposons en place et gêné par un papier, jusqu'à ce qu'une pointe de dent se trouve avancée sur la grande lèvre de l'épaisseur de cette lèvre, pour une levée de 20° d'un côté (un peu plus pour les inclinés bas, un peu moins pour les inclinés hauts). Dans cette position de l'échappement, si le milieu du plan droit est au centre, il en résulte que le talon de la seconde dent, de l'autre côté du cylindre, se trouve sur le prolongement du diamètre et que, par conséquent, toute l'écorce cylindrique en plus de la demi-circonférence déborde ce talon. Soit 16° pour une ouverture à 196°, soit 20° pour une ouverture à 200°, etc.

En pressant la roue de centre au rebours de sa marche ordi-

naire, afin d'appuyer le talon contre le cylindre, et en faisant rétrograder le balancier jusqu'à ce que ce talon échappe à la petite lèvre pour tomber à reculons dans le cylindre, il est aisé de vérifier si la portion cylindrique qui déborde a une étendue suffisante.

En mesurant bien exactement l'ouverture du cylindre, en examinant avec une scrupuleuse attention si la forme des lèvres est celle qui convient, et en se souvenant de ce que nous avons vu jusqu'ici, il sera toujours facile de placer le milieu du plan incliné au centre du cylindre ou à très peu près.

---

196. Nous savons qu'avec des dents trop peu inclinées on n'obtient pas une *levée réelle* suffisante; car, dans ce cas, en rapprochant l'échappement en vue d'augmenter la levée, on a seulement l'arrêt-au-doigt, de plus grands frottements et les chutes du dehors plus fortes.

Nous savons également qu'avec des dents trop inclinées, pour éviter l'arrêt-au-doigt, il faut une plus grande force motrice, avec laquelle l'usure des lèvres est plus prompte, les rebattements du balancier plus fréquents; et si, pour amoindrir ces défauts, l'on éloigne la roue, dans le dessein de remédier à l'excès de levée, on rencontre alors l'inconvénient des grandes chutes en dehors.

Un des articles précédents (**182**) nous a fait connaître les résultats fâcheux provenant des cylindres trop ouverts ou trop fermés.

Voici maintenant les moyens pratiques qu'on peut employer couramment dans la vérification des échappements.

On place ses deux mobiles sur le compas d'engrenage après avoir ajusté préalablement sur l'une des broches qui doivent porter le cylindre le petit appareil représenté *fig.* 7, *pl.* III (1).

(1) Cet appareil est composé, comme on voit, d'un triangle pris dans un disque de

Si le cylindre est nu, on l'arme d'une aiguille ou index qui sert à indiquer les degrés de la levée. S'il est pourvu de son balancier, le repère marqué au bord de celui-ci, ou, à son défaut, une petite marque au rouge, fait connaître la marche de la levée.

Nous supposons avoir affaire à un échappement de montre moyenne pour femme devant lever 45° (levée apparente). Nous choisissons ce chiffre; car, d'après ce qui a été dit (**148**), on le rencontrera fréquemment dans la pratique.

On ferme doucement le compas en faisant marcher la roue avec le doigt, ce qui donne au balancier en commençant un mouvement de va-et-vient. L'on fait tourner sur la broche l'appareil jusqu'à ce que la marque du balancier, ou l'aiguille du cylindre, parcoure, dans ce mouvement de va-et-vient, autant d'espace avant qu'après la ligne du centre B (*fig.* 7, *pl.* III). La roue doit faire repos avant de produire 35° à 38° de levée totale. On pousse cette dernière un peu au-delà de 50°, afin de s'assurer qu'on peut au besoin rapprocher l'échappement; après quoi on ramène le milieu du plan droit au centre du cylindre (**195**).

On fait opérer alors la levée doucement avec les doigts, l'un pressant la roue avec légèreté, l'autre conduisant le balancier, et l'on suit avec attention le mouvement de la roue. Si la dent entre en levée quand la marque du balancier a encore environ 3 degrés à parcourir pour atteindre la ligne du centre B,

laiton et rivé sur un canon de même métal. Ce canon est fendu à la scie sur une bonne partie de sa longueur, afin que, faisant ressort, il permette à l'appareil de tourner à frottement doux sur la broche.

Les deux lignes A et D doivent former entre elles un angle de 45°, divisé de 5° en 5° sur l'arc de cercle tracé en haut. La ligne B doit partager bien exactement cet angle par son milieu. Nous la nommons *ligne du centre*.

Si l'on n'a pas d'outil à fendre pour opérer la division de l'arc de cercle, on divise une plaque ronde, percée au centre, en huit parties égales qui donneront chacune 45°. On subdivise l'arc d'une de ses parties en neuf autres, qui donneront ainsi des subdivisions de 5° chacune. L'on tire la ligne du centre et l'on découpe, avec précaution, dans la plaque, le triangle qui doit servir, et qui aura une assez grande justesse si l'on a opéré avec attention (*fig.* 8). On peut utiliser, pour cette construction, le rapporteur d'un étui de mathématiques.

l'échappement est bien, il ne reste qu'à le tracer comme un engrenage ordinaire.

Si au lieu de trois degrés il y en a quatre, ou cinq, c'est que le cylindre est un peu trop ouvert ou la dent un peu trop inclinée. On peut cependant passer sur ce défaut dans la pratique ordinaire; mais si la différence est de plus de cinq degrés, on vérifie l'ouverture du cylindre sur la filière Jacot, ou au compas-rapporteur. Si le cylindre est trop ouvert, il faut le refaire. Si l'ouverture est convenable, le défaut est à la dent qui est trop inclinée. Il faut la redresser sur l'outil-aux-inclinés en y faisant le moins possible, car cette opération augmentera la chute.

Si la roue ne commence son mouvement de levée que lorsque la marque du balancier est déjà arrivée sur la ligne du centre, ou même après avoir dépassé cette ligne, c'est que le cylindre est trop fermé ou la dent pas assez inclinée. On vérifie l'ouverture du cylindre, que l'on corrige s'il y a lieu, par la grande lèvre, avec un fer et du rouge ou une lime en rubis. Mais si, vérification faite, le cylindre est trouvé d'ouverture, le défaut provient du peu d'inclinaison des dents. Il faut les incliner davantage, et si l'on n'a pas à sa disposition l'outil propre à cet usage, on use en biais, légèrement arrondi, l'incliné vers sa pointe, de manière à faire pencher celle-ci vers le centre de la roue; puis on *tire de long*, avec du rouge d'abord et on passe le brunissoir pour terminer. (C'est une bonne habitude à prendre que celle de vérifier les échappements sur le compas jusqu'à ce que l'on possède à fond leurs principes.)

Vérification de l'échappement en place.

197. Avant de démonter une montre on peut vérifier l'échappement avec une suffisante justesse et sans le mettre au compas.

On s'assure d'abord que le repère du balancier est à la place convenable, que les *points de levée* sur la platine ont entre eux la distance voulue, et que le *point du centre* est bien au milieu des deux autres.

Le ressort armé d'un tour ou deux, un papier léger gênant le balancier, on fait tourner doucement celui-ci avec une pointe de fusin et l'on opère la vérification comme dans le cas précédent.

On agira de même pour tous les échappements, avec cette différence que si la levée totale est plus grande ou plus petite que 45°, la demi-levée devra commencer 1° à 2° plus loin du point du centre dans le premier cas, et plus près dans le second.

Du réglage dans les positions horizontale et verticale (méthode courante).

198. La difficulté du réglage du *plat* au *pendu* réside dans la différence des sommes de frottements dans les deux positions. On comprend que l'inégalité de grosseur des pivots, la forme qui leur est donnée, l'épaisseur des trous et leur *bercé* plus ou moins prononcé, etc., changent le rapport de ces sommes de frottements.

Dans le plus grand nombre de cas, on obtiendra un bon résultat en conservant aux rubis une épaisseur égale au diamètre du trou et en faisant le bout des pivots parfaitement plat.

199. Si les opérations précédentes ne procurent pas un réglage suffisamment approché dans les deux positions, on met le balancier hors d'équilibre.

La montre étant parfaitement réglée *à plat*, on la suspend.

Si elle avance étant *pendue*, on enlève un peu de matière *au bas* du balancier et par-dessous. Le haut du balancier étant alors un peu plus lourd que le bas, les arcs de vibration seront un peu plus grands dans la position verticale, et l'on obtiendra ainsi le retard demandé (1).

(1) Le *haut* et le *bas* du balancier se prennent d'après une ligne verticale qui est censée passer par le centre du balancier quand la montre est suspendue par l'anneau de la boîte.

Si, au contraire, la montre retarde étant suspendue, on enlève de la matière dans le *haut* du balancier, et alors, le bas se trouvant un peu plus lourd, les arcs seront plus petits et la montre, étant suspendue, avancera.

On ne doit mettre un balancier hors d'équilibre que lorsqu'il y a nécessité absolue ; mais, dans tous les cas, il faut faire infiniment peu, avec précaution, et en y revenant à plusieurs fois, de crainte de dépasser le but.

Si une montre est construite avec soin, si l'échappement est établi d'après les principes que nous avons donnés, si le balancier est parfaitement d'équilibre et pas trop pesant, le réglage du *plat* au *pendu* sera toujours suffisamment approché pour qu'il ne soit pas nécessaire de toucher à l'équilibre du balancier. Car il faut bien se souvenir que l'obstacle à ce réglage réside tout entier dans la différence des frottements dans les deux positions.

Nous reviendrons sur ce sujet important.

CHAPITRE V.

DES CAUSES DES ARRÊTS ET DES VARIATIONS DE L'ÉCHAPPEMENT A CYLINDRE.

L'arrêt-au-doigt.

200. Peut provenir :

1° Du manque de force motrice, soit par l'effet des mauvais engrenages, des frottements nuisibles entre les pièces qui ne doivent pas se toucher, du ressort trop faible, etc. ;

2° D'un échappement qui a un incliné trop haut, ou dont on a *forcé* la levée, ou bien dont les inclinés trop bas buttent sur les repos au lieu de se présenter sur les lèvres ;

3° Des pivots du balancier qui peuvent être faussés ou qui roulent dans des trous justes;

4° D'un cylindre mal poli, ainsi que les inclinés et les pointes des dents;

5° D'un balancier trop pesant relativement à la force motrice trop faible.

6° Enfin, la dent reste quelquefois dans le cylindre sans pouvoir le faire repartir, parce que cette dent, dont l'angle est trop aigu et mal poli, butte contre l'extrémité intérieure de l'incliné de la petite lèvre qui n'a pas été assez arrondie, assez *fondue* avec la circonférence intérieure de l'écorce (**183**).

Nous ne comprenons pas dans les causes de l'arrêt-au-doigt celles provenant de l'épaississement des huiles et de la *piqûre* des lèvres du cylindre.

Il n'y a pas d'horloger qui, avec un peu d'attention, ne puisse découvrir et ne sache corriger les causes de l'arrêt-au-doigt, que plusieurs de ces causes se trouvent réunies ou qu'elles soient isolées.

Une roue d'échappement mal plantée.

201. Si elle penche en avant, ou si elle est trop basse dans la petite coche, elle frottera sur le tampon d'en bas et quelquefois sur la roue dernière moyenne.

Si elle penche en arrière ou si elle est trop élevée dans cette même coche, le dessous de la petite lèvre frottera sur le bras des U, ce qui donnera du recul à la roue, et il pourra encore arriver que cette roue ait un frottement sur la roue dernière moyenne.

On corrige en mettant la roue droite en place par les pieds du pont, et si ce pont est sujet à se déranger par l'effet du serrage de la vis, on y place un troisième pied quand la roue est droite.

S'il est impossible de changer la position d'une roue trop haute, ou trop basse en place, on fait monter ou descendre le

cylindre de manière à ce que le fond de la roue partage bien par le milieu la coche de renversement.

Les défauts que nous venons de signaler peuvent être causés aussi par une roue d'échappement rivée mal droite, ou dont le fond n'est pas d'égale épaisseur partout.

Trop peu de profondeur au passage du pont d'échappement.

202. S'il y a frottement des dents de la roue dans le passage, il y aura arrêt et irrégularité dans la marche. Si seulement le dessus des dents n'a pas un grand *jour* avec le pont, l'huile se répand dans le passage et nuit à l'exactitude du réglage.

Une roue qui penche en place, ou qui a été rivée mal droite, des trous trop grands, un pont courbé du bas en haut, occasionnent parfois les défauts qui résultent d'un passage trop peu profond. On peut s'assurer, quand il y a doute, en mettant du rouge à polir sur les plats des dents, si elles passent avec toute sécurité.

On remet la roue droite en place soit par les pieds du pont, soit, si l'on ne peut faire autrement, en forgeant par-dessous un peu le pont pour l'allonger. On se sert pour cet effet d'un poinçon large et formé en panne de marteau.

Une opération analogue peut, au besoin, faire avancer le trou d'en bas; mais on doit craindre la rupture des pierres, et il faut se souvenir que ce moyen ne doit s'employer qu'avec circonspection et quand il y a impossibilité absolue d'obtenir la réparation autrement.

Le passage se recreuse sur le tour-en-l'air où le pont a été préalablement mis en cire, ou, ce qui vaut mieux, sur le tour-universel dont on conduit la plate-forme avec le plat de la main droite, pendant que l'on approche, avec la main gauche, le burin fixe doucement et juste assez pour enlever un peu de matière. Quand ce burin a parcouru tout le passage, en le recreusant légèrement, on ramène la plate-forme en arrière et l'on avance de nouveau le burin, mais de très peu; après quoi l'on fait revenir la plate-forme en avant pour opérer un nouveau creu-

sage, et ainsi de suite et toujours sans se servir de la manivelle ou de l'archet.

Si le pont était trop mince, ou que, pour toute autre raison, on ne pût pas recreuser le passage, il faudrait élever ce pont et recourber un peu en dessous la partie comprise entre le rubis et la creusure. Mais ce moyen est de ceux qu'on n'emploie qu'au pis-aller.

Trop peu de chute ou les chutes inégales.

203. S'il n'y a pas de chute intérieurement, la dent frottera au cylindre par la pointe et le talon en même temps. S'il manque de chute en dehors, ce cylindre frottera à la pointe d'une dent et au talon de la dent qui précède. Dans le premier cas, l'arrêt aura lieu, une dent étant engagée dans le cylindre ; dans le second cas, ce sera le cylindre qui sera engagé entre deux dents. Si ce double frottement n'était pas assez considérable pour faire arrêter la montre, il nuirait toujours beaucoup au réglage. On corrige ces défauts en usant un peu les pointes des dents ; mais il faut s'assurer auparavant s'il n'est pas préférable de remplacer de suite le cylindre, qui peut bien ne pas être fait selon les principes, plutôt que de courir le risque de gâter une bonne roue pour faire servir un mauvais cylindre. (Relire avec attention l'article de la chute **188**.)

Si les chutes sont inégales et que quelques-unes soient trop précises, il arrive, comme dans le cas précédent, des arrêts quelquefois et des variations de marche toujours : la montre ne peut être maintenue réglée, elle retarde constamment. Pour reconnaître ce défaut on dépose un peu de rouge au bord du balancier, ce qui permet de mieux observer les oscillations ; si ces oscillations sont d'inégale étendue et si quelques-unes hésitent à revenir au même point que les autres, il y a grande probabilité que le défaut en question existe.

Si l'hésitation se fait remarquer du côté du piton (ou côté de la grande lèvre), le défaut provient des chutes intérieures. Il faut alors égaliser toutes les dents de la roue sur la mesure de la

plus courte et en se servant d'une étroite filière à trous, comme il a été dit art. **188.**

Si l'hésitation a lieu du côté opposé, le défaut provient des chutes extérieures. Il faut alors vérifier tous les vides, et faute d'un outil spécial, avec un arbre lisse, et les égaliser sur le plus grand.

L'inégalité des chutes peut être occasionnée par des dents faussées, soit par l'effet de la trempe, soit par toute autre cause.

On se souviendra, en règle générale, qu'une inégalité marquée dans l'étendue des vibrations qui se suivent est presque toujours l'indice de l'inégalité des chutes ou de dents qui lèvent plus les unes que les autres.

Un cylindre trop bas ou trop haut en place.

204. Les causes d'arrêt et variations seront les mêmes qu'avec une roue trop haute ou trop basse en place. On corrige par le coq et le char, et selon le besoin, en faisant monter ou descendre le cylindre jusqu'à ce que le fond de la roue soit au milieu de la coche de renversement. Si après cette opération, le balancier touche au pont d'échappement, on relève le champ en faisant plier les rayons près du centre. Si, au contraire, le *jour* de sûreté manque par-dessus, on fait baisser le champ par le même procédé.

Une petite coche trop large ou trop étroite.

205. Si la petite coche est trop large ou limée en queue d'hirondelle en arrière, et que la roue soit placée trop basse en cage, ou bien encore que cette roue n'ait pas une suffisante épaisseur totale, il arrive que la pointe de la dent, pendant le repos, frotte tellement près du bord de la petite coche qu'elle court le risque de s'engager par-dessous ce bord quand elle se trouve à l'endroit où la coche a sa plus grande largeur. Si ce cas se présente, le cylindre est alors arrêté comme par un renversement.

Il faut mettre la petite coche d'égale largeur partout, avec le secours de la lime en rubis, puis élever un peu la roue ou descendre le cylindre, et ne laisser à ces deux mobiles que le jeu strictement nécessaire en hauteur.

Si la petite coche est trop étroite, on met le cylindre fortement en cire au bout d'une broche percée, analogue à celle indiquée *fig.* 9, *pl.* III, et avec une mince lime en rubis on attaque la coche au-dessous du repos.

Les bras des U touchés par le fond de la coche.

206. Le rebattement du fond de la petite coche contre le bras des U fait varier la montre. Il donne du recul à la roue. On a vu comment on s'assure de l'existence de ce défaut, et comment on le corrige par le déplacement de la goupille du balancier, à l'article du renversement (**193**).

Dans le cas où la petite coche n'aurait pas une suffisante profondeur, deux goupilles seraient nécessaires; mais il vaudrait mieux se résoudre à attaquer le fond de la coche : opération fort délicate et qui se fait avec une lime plate en rubis et en mettant le cylindre fortement en cire au bout d'une broche, comme il est indiqué art. **205**.

Un pivot cassé. — Un tampon à remplacer.

207. Un pivot cassé nécessite le remplacement du tampon. Voici comment on déchasse l'ancien :

On met à l'étau un morceau de laiton percé d'un trou où le tigeron resté au tampon puisse passer librement, et l'on évase ce trou avec un ébiseloir à pointe allongée, afin que le cylindre étant placé dedans il n'y ait que le bord du canon qui porte. A l'aide du poinçon à crochet A, *fig.* 10, *pl.* III, qu'on entre dans la gorge du cylindre, on déchasse un peu le tampon. Cette opération faite, le tampon déborde le canon. On fait entrer cette partie qui déborde dans un trou d'outil-à-trous, où elle doit s'ajuster presque sans jeu, afin que le canon soit appuyé tout

autour, et l'on achève de déchasser le tampon avec un poinçon à crochet ayant le bec assez long.

Le tampon enlevé se remplace par un autre auquel on a réservé un tigeron de longueur suffisante pour y lever le pivot. (Consulter les articles des *tampons* et du *tamponnage* au sixième chapitre.)

Quelques ouvriers, après avoir mis le cylindre fortement en cire, percent le tampon, puis y ajustent une petite tige sur laquelle ils *lèvent* le pivot : il est préférable plutôt que d'employer cette méthode, bonne pour quelques cas particuliers, de refaire le tampon d'une seule pièce.

Un tampon enfoncé dans le cylindre.

208. Après avoir fait un repère au bord du cylindre et du tampon, pour retrouver exactement la position de celui-ci, on le déchasse comme il vient d'être indiqué (**207**). Puis on le met en cire au bout d'une tige de laiton percée pour laisser entrer très librement le tigeron et son pivot. Cela fait, avec une lime barette tranchante on fait des traits circulaires tout autour du tampon, en le faisant rouler sur une surface de laiton ou de bois dur. On peut encore se servir d'une pointe de burin pour y faire des traits croisés en plusieurs sens. Quelques ouvriers roulent le tampon tenu au bout de la broche sur de la pierre broyée, en appuyant fortement avec un fer de façon à incruster une certaine quantité de pierre dans la surface circulaire du tampon ; mais de bons horlogers réprouvent ce moyen par la crainte que des parcelles de la pierre broyée restées entre les surfaces mal jointes ne se mêlent plus tard à l'huile nécessaire aux frottements du cylindre. Si après l'une de ces opérations, le tampon ne tient pas encore avec assez de force, il faut refouler très légèrement le bord de sa creusure, en se servant pour cet effet d'un poinçon arrondi, trempé, poli et percé d'un trou laissant entrer librement le tigeron.

Quant aux ouvriers qui recollent leurs tampons à la gomme-laque, ils devraient remarquer que le canon d'en bas ayant

ordinairement fort peu de hauteur, les tampons collés n'y tiennent pas très bien, et qu'en outre la gomme-laque se dissout dans l'esprit de vin.

Un renversement.

209. Le renversement a lieu quand la goupille est mal placée, qu'elle est trop courte ou qu'elle s'est brisée. En se servant de deux pointes de bois de fusin, l'une au balancier, l'autre à la roue, on fait rétrograder celle-ci pour dégager le cylindre, et l'on exécute ensuite la correction nécessaire, ainsi qu'il a été enseigné à l'article du renversement (**193**).

Avec des dents qui ont été diminuées en biais à la pointe, et par-dessous, c'est-à-dire du côté de l'intérieur de la roue, comme on le voit en E, *fig.* 3, *pl.* III, le renversement est plus difficile à découvrir : le cylindre, étant retenu moins fortement, repart par les secousses ou à l'ouverture de la boîte. Si l'on ne découvre pas la cause de l'arrêt, il faut faire renverser sur chaque dent, parce qu'un bras des U pourrait avoir été faussé en dehors par la trempe : il resterait alors un peu moins de matière en dedans à la pointe, ce qui serait cause que le renversement n'aurait lieu que sur cette seule dent.

Une dent trop large ou trop carrée du talon.

210. Avec des dents trop larges, ou dont le talon n'a pas été dégagé en biais, il peut arriver que les deux points O et A, *fig.* 11, *pl.* III, frottent en même temps au cylindre. On aurait alors de grandes variations et, de temps en temps, l'arrêt de toute la machine ; ce qu'on évite en limant les talons en biais et comme l'indique la ligne pointillée (MN).

Si la colonne est à fleur du talon (en O), une partie de l'angle de cette colonne doit disparaître dans l'opération.

Un échappement qui boite.

211. Quand l'échappement n'est pas à son point, ce que l'on

indique en disant qu'il *boite* en marchant, ce fait peut provenir de plusieurs causes : 1° de ce que l'une ou même les deux goupilles qui tiennent le spiral assujéti au piton et à la virole se sont desserrées ; 2° d'un spiral gêné par les goupilles de raquette qui le font *brider;* 3° du piton qui n'a pas été mis en face du repère du balancier dans l'action du remontage de l'échappement. Si ce repère existe, on fait tourner la virole pour amener le piton vis-à-vis. S'il n'existe pas, on le marque, comme il a été enseigné à l'article des points de repère (**194**), et l'on amène le piton en face.

---

212. Les autres causes des arrêts et des variations de l'échappement à cylindre, que tout horloger saura découvrir avec facilité et corriger de même, sont les suivantes :

CYLINDRE TROP GROS OU TROP PETIT (**189**), TROP OUVERT OU TROP FERMÉ, etc. (**182**).

ROUE MAL DROITE. Si ce défaut ne provient pas de la rivure, on le corrige en mettant la roue à plat, et bien d'aplomb, sur un morceau de métal tendre ou de bois dur, percé au centre pour loger le pignon ; puis on courbe très légèrement la barette que l'on veut faire relever, en frappant dessus délicatement et tout près du centre. Pour cette opération on emploie, préférablement au marteau tranchant, un petit poinçon ayant le bout plat et légèrement en biseau.

ROUE AYANT SES DENTS OU TROP OU TROP PEU INCLINÉES, DES POINTES MAL POLIES ET TOMBANT TROP AU BORD DES LÈVRES, etc.

UN TROP GRAND JEU EN HAUTEUR A LA ROUE OU AU CYLINDRE : en renversant la montre, une des deux pièces descendra plus bas que l'autre, ce qui, en changeant leurs positions relatives, pourra faire naître des frottements pernicieux.

TROUS TROP GRANDS A LA ROUE D'ÉCHAPPEMENT. Elle vacillera beaucoup et donnera naissance à tous les défauts provenant des roues mal droites ou mal plantées.

UNE VIROLE TROP LIBRE. Il suffit souvent pour la déranger d'ouvrir ou de fermer la boîte.

UNE VIROLE QUI N'A PAS ASSEZ DE JOUR AVEC LE COQ. Elle frotte au coq ; ou, si ce défaut ne se produit pas, l'huile qui se glisse entre deux suffit pour occasionner des variations.

UNE TROISIÈME ROUE DE ROUAGE QUI A TROP DE JEU. Elle frotte à la roue d'échappement quand on renverse la montre.

UN BALANCIER TOURNANT MAL DROIT, PENCHANT EN PLACE, TROP HAUT OU TROP BAS.

LES RAYONS DU BALANCIER TOUCHANT au piton, aux goupilles de raquette, ou au nez du pont de la roue d'échappement.

LE SPIRAL FRAPPANT à la roue de centre, au piton, ou bien avec son second tour, contre la première goupille de raquette.

LE SPIRAL FROTTANT au coq ou sur les bras du balancier.

LES GOUPILLES DE RAQUETTE EN ACIER. Elles sont susceptibles de la rouille et de l'aimantation.

UNE GOUPILLE DE RENVERSEMENT QUI TOUCHE au pignon ou à la tige de roue dernière moyenne, au timbre de répétition, ou au bord de la boîte, lorsque celle-ci est fermée, ce bord cédant sous la pression de la cuvette. Aussi l'échappement repart en ouvrant la boîte de la montre.

UNE GOUPILLE DE RENVERSEMENT QUI S'ENGAGE sur le devant du plot au lieu de le frapper sur le côté, ce qui provient d'une goupille trop courte ou d'un plot limé en biais par devant.

UNE GOUPILLE DE RENVERSEMENT QUI SE COLLE AU PLOT. Ce cas, assez rare dans nos climats, l'est beaucoup moins dans les pays brumeux, l'Angleterre par exemple.

LE REBATTEMENT DE LA GOUPILLE DE RENVERSEMENT. Il a pour cause une goupille mal placée, ou une levée trop considérable, ou bien une force motrice trop grande.

LE BORD DES CANONS FROTTANT, par suite du manque d'espace, soit sur la pierre, soit sur le bord de la sertissure.

DES TROUS MAL SERTIS et qui vacillent en place, ou trop épais, ce qui empêche le pivot de déborder par-dessous. Ce dernier défaut peut provenir de pivots tenus trop courts.

DE LA PRÉSENCE DE L'HUILE au limbe du balancier, ce qui en

change le poids et le met hors d'équilibre, ou bien aux goupilles de raquette, où le spiral reste collé parfois pendant plusieurs vibrations successives.

TROP D'HUILE AU TROU DU PONT D'ÉCHAPPEMENT. Cette huile est effleurée et enlevée par les barettes du balancier.

DE L'HUILE DU PIVOT D'EN HAUT DE LA DERNIÈRE MOYENNE. Elle coule et s'épaissit le long de la tige. Dans certains calibres, elle est alors effleurée par le bord du balancier ou par la goupille de renversement.

UN BALANCIER GRAND ET LÉGER, UN CYLINDRE TROP GROS (grosseur des axes **166**), sont deux causes assez fréquentes non pas d'arrêt, mais de perpétuelles variations de réglage.

UNE TUILE DE CYLINDRE EN PIERRE MAL COLLÉE allant et venant sous la pression des inclinés.

UNE TUILE DÉBORDANT TROP LE BRAS DE MANIVELLE. Elle doit être presque à fleur de ce bras; autrement, pour empêcher ce bras de frapper sur la pointe de la dent au repos, il faut écarter les plots de renversement, ce qui raccourcit l'étendue de la vibration et facilite le rebattement de la goupille contre les plots, etc., etc.

BIBLIOTHÈQUE IMPÉRIALE IMPR

CHAPITRE VI.

PRATIQUE DE LA CONSTRUCTION D'UN ÉCHAPPEMENT A CYLINDRE.

DE LA ROUE.

213. Pour exécuter une roue de cylindre il faut être pourvu : 1° d'un excellent outil à fendre qui soit accompagné d'un appareil particulier pour former les U (à moins que l'outil aux colonnes ne soit disposé à ce dernier effet) ; 2° d'un outil à arrondir les colonnes ; 3° d'un outil à faire les inclinés. Ces outils doivent être toujours en parfait état et prêts à fonctionner. Avant de

s'en servir, il est bon chaque fois de les éprouver sur une roue d'essai.

Une roue de cylindre est une pièce très délicate à faire. L'artiste qui ne serait pas suffisamment expérimenté dans ce genre, ferait mieux de s'adresser aux marchands de fournitures qui en tiennent de très bien exécutées de toutes grandeurs et épaisseurs, ou d'avoir recours directement aux fabricants en leur envoyant l'ancienne, et faute d'autre moyen, dans un petit barillet assez plat pour être logé dans une lettre.

Mais en faveur des cas obligés, et des rhabilleurs, qui, ayant le temps et la patience, voudraient, dans l'intérêt de leur instruction, construire complétement un échappement à cylindre, nous allons donner les règles pratiques qu'ils devront suivre dans son exécution. Ces règles n'apprendront rien aux faiseurs d'échappements qui varient dans leurs moyens et leur outillage, et qui, du reste, suppléent à tout par l'adresse et la routine : ce n'est pas pour le petit nombre de ceux qui savent que nous écrivons, mais pour le grand nombre de ceux qui ignorent et veulent s'instruire.

---

214. Si l'on n'a pas une ancienne roue pour modèle, on débute en cherchant quelles sont les dimensions que devra avoir celle que l'on veut faire.

La grandeur totale est donnée par la troisième roue du rouage (**178**), sauf un *jour* de sûreté suffisant, ménagé entre le pignon et les talons des dents. Cette grandeur une fois connue, on trace sur une plaque de laiton, bien redressée, un cercle B (*fig.* 12, *pl.* III) ayant exactement la grandeur choisie pour diamètre.

Ensuite, on forme, sur le tour, un disque de laiton selon ce diamètre, et l'on place ce disque sur l'outil à fendre pour y pratiquer quelques divisions sur un nombre double de celui des dents de la roue. On se sert pour cela de la fraise avec laquelle on divisera plus tard la véritable roue. Cette fraise doit être

choisie en conséquence ; car son épaisseur représente exactement celle de l'écorce du cylindre (⅛), c'est-à-dire le huitième de la longueur du plan incliné pour maximum.

Une dent de laiton, y compris les deux petits vides de chaque côté, donnera la grosseur, suffisamment approchée, du cylindre. On prendra bien exactement cette grosseur avec un calibre à pignon à pointes fines, et l'on remplacera le cylindre absent par un arbre lisse passant avec très peu de jeu entre les pointes. Cela fait, on placera cet arbre entre les grandes branches du compas à mesurer la hauteur des inclinés (voir l'appendice) à l'endroit convenable, c'est-à-dire au chiffre qui indique la levée qu'on veut avoir à son échappement. L'écartement des deux petits becs du compas indiquera à quelle distance du cercle B, *fig.* 12, *pl.* III, doit être tracé le second cercle D, qui est, comme on voit, concentrique au premier.

Le cercle extérieur sera la grandeur totale de la roue. Le cercle intérieur la grandeur de la portion qui doit être creusée. On remarquera qu'il n'est question ici que des dimensions d'une roue terminée. (Consulter le n° 218 ci-après.)

---

215. L'ÉPAISSEUR TOTALE DE LA ROUE dépend de la hauteur de la montre où cette roue sera placée. Pour déterminer cette épaisseur, d'après l'espace dont on peut disposer sans nuire aux proportions régulières des autres parties de l'échappement, on prend avec un morceau de laiton, disposé et limé à cet effet, et qu'on introduit entre le char et le coq remontés ensemble et séparément de la platine, la distance juste du rubis du coq au rubis du char. Sur ce morceau de laiton, on marque avec l'angle d'une lime barette tranchante : 1° la longueur indispensable aux deux tigerons, afin d'éloigner suffisamment les deux extrémités des canons des pierres ou de leurs sertissures; 2° la hauteur strictement nécessaire à la solidité du canon d'en bas ; 3° l'épaisseur de l'assiette. L'espace restant sera la hauteur de la grande coche, d'après laquelle il est toujours facile de

déterminer l'épaisseur totale qu'il convient de donner à la roue, puisqu'on sait que cette épaisseur est, dans les montres bien établies et selon nos calibres modernes, les deux tiers environ de la hauteur de la grande coche.

---

216. L'ÉPAISSEUR DU FOND DE LA ROUE doit être seulement celle nécessaire à la solidité des croisées. *Le rebord* (qui donne l'épaisseur des plans inclinés), même épaisseur que le fond (quelquefois légèrement plus, quand ce fond est très mince), et une épaisseur un peu plus considérable pour les *colonnes*, c'est-à-dire en rapport avec le plus ou moins d'élévation du plan incliné.

---

217. Avec ces principes, tout horloger adroit et intelligent saura construire une roue dans de bonnes proportions. Mais, pour celui qui aurait quelque peine à en déterminer exactement les dimensions, il sera plus simple de les prendre sur une roue d'acier bien faite et du nombre de dents voulu. On augmente ou diminue les largeurs, épaisseurs, etc., de façon à ce qu'il y ait entre les deux roues comparées les différences proportionnelles qui existent entre les diamètres et les épaisseurs des deux montres.

---

218. Les dimensions que nous avons données pour la hauteur des dents, ainsi que pour l'épaisseur du *rebord* et des *colonnes*, etc., sont celles d'une roue finie : il ne faudra pas oublier, en ébauchant, de les laisser environ un tiers à un quart plus fortes ; parce que l'adoucissage et le polissage les diminuent bien de cette quantité.

Il est utile, comme nous l'avons déjà dit, de faire au moins une roue d'essai, non-seulement pour être plus sûr de l'exactitude des proportions et pour éprouver préalablement les outils,

mais encore pour essayer, avant le choix définitif, la fraise à entamer les U dont il faut connaître le degré d'enfoncement vers le centre de la roue, pour le tracé des croisées.

---

219. L'acier fondu, dit acier carré, est excellent pour les roues. On le réduit à chaud d'abord avec grand soin pour ne pas le brûler ; et, quand il est presque d'épaisseur, on l'achève à froid et à petits coups sur le tas à écrouir. Cette suite d'opérations le rend doux à travailler. On en découpe un morceau carré que l'on arrondi à la lime après l'avoir percé au centre d'un trou proportionné à la grosseur de la rivure du pignon d'échappement. Ce trou doit être équarrissé avec soin, bien droit, et en se servant d'un équarrissoir peu en *cheville*, c'est-à-dire très peu conique. On tourne la roue carrément de grandeur et d'épaisseur sur un arbre un peu court, bien rond et de même forme que l'équarrissoir.

On exécute ensuite la *retranche* qui se trouve sous le rebord des plans inclinés.

Dans les fabriques, les faiseurs d'échappements creusent leurs roues sur un petit tour à burin fixe dont la plate-forme marche au pied et au moyen d'une roue de renvoi. Quand on ne peut pas employer ce procédé ou un autre analogue, l'on creuse, en le maintenant très plat, l'intérieur de la roue, que l'on tire à bord, en se servant d'un burin-à-crochet parfaitement aiguisé. On doit avoir soin d'enlever peu de matière à la fois; autrement on courrait le risque de déranger la roue ou de fausser l'arbre, et si le burin coupait mal, il laminerait, pour ainsi dire, l'acier au lieu de le trancher vif : ce qui le rendrait plus susceptible de se tordre à la trempe et pourrait être cause que le fond de la roue, si ce fond était mince, se *gondolerait* en montant ou en descendant sous la pression du doigt.

On laisse au centre une *goutte* de toute l'épaisseur de la roue, afin que celle-ci se remette toujours droite sur l'arbre. Ce n'est que lorsque cette roue est entièrement terminée que l'on

abaisse cette goutte en lui laissant une hauteur en rapport avec la rivure du pignon.

Pour mesurer les épaisseurs, on se sert du compas-aux-épaisseurs, désigné dans les fabriques sous le nom d'*outil-aux-douzièmes*. On en trouvera la description dans l'appendice.

Il ne faut jamais, pour détacher la roue de l'arbre, se servir du marteau.

---

220. Après avoir adouci à la pierre pilée la retranche des plans inclinés, on ébauche les *croisées*, afin d'avoir le passage des vis qui serreront la roue sur le tasseau de l'outil-à-fendre. Puis on adoucit, avec une glace dépolie ou un large fer, le dessous de la roue et les plats des dents. Quant à l'intérieur, son adoucissage se fait avec une épaisse rondelle d'acier, emmanchée au bout d'une tige portant un cuivrot (*fig.* 9, *pl.* III). Cette rondelle a un trou au centre, un peu plus grand que la grosseur de la goutte et assez profond pour la loger sans gêne. La rondelle, bien plate par devant, doit être tournée carrément jusqu'à ce qu'elle entre avec un peu de jeu dans l'intérieur de la roue, qu'on adoucit avec un archet plutôt faible que fort et en la tenant contre le doigt.

---

221. La roue étant prête à être taillée, si l'ouvrier a quelque crainte d'accident, il garnit cette roue de laiton.

Pour cet effet on prend un disque de laiton un peu plus grand et deux fois plus épais que la roue pour le moins. On y fait au centre un trou plus petit que celui de la roue et l'on élargit ce trou avec une fraise-aux-noyures, sur la moitié de sa longueur, afin que la *goutte* de la roue puisse s'y loger sans toucher nulle part. Le disque étant énarbré, on le tourne très plat devant et derrière, et on *lève* sur le bord une retranche en forme de *portée*, afin que la roue puisse s'ajuster dessus, et que son inté-

rieur étant rempli exactement jusqu'au fond, le plat des dents repose, en plein et bien à plat, sur le rebord laissé au laiton.

On comprend qu'on pourra alors serrer la roue sur le tasseau, y former les U et la diviser sans craindre de la fausser ; ce qui pourrait arriver, sans la garniture de laiton, à l'ouvrier peu familiarisé avec l'exécution des roues d'échappement. Les bons faiseurs se passent très bien de cette garniture.

---

222. On fend la roue sur un nombre double de celui des dents, puisque chaque vide représente la longueur d'une dent plus la double épaisseur du cylindre.

Il faut éviter de fendre tout-à-fait le champ comme cela est indiqué *fig.* 13, *pl.* III. Ce champ conservera ainsi assez de solidité pour écarter toute crainte de déformation quand on taillera les U.

La fraise plate et circulaire servant au fendage doit être exactement de l'épaisseur de l'écorce du cylindre, c'est-à-dire au plus le 8^{me} de la longueur d'un plan incliné. On peut denteler le contour de cette fraise appuyée fortement sur une lime douce neuve, en la tirant à soi dans le sens de la taille. Il faut avoir la précaution ensuite d'enlever de chaque côté les bavures.

Cette fraise, placée bien en face du centre de la roue, doit couper vif et fonctionner avec un peu d'huile. Il faut se souvenir que les talons des marteaux doivent être, à très peu près, à fleur des bras des U, et de façon qu'étant plus tard dégagés en biais, ils se confondent avec ces derniers (MN, *fig.* 11, *pl.* III).

---

223. On forme les U sur l'outil communément affecté à cet usage et dit *outil* ou *tour-aux-colonnes*. (*Voir* dans l'appendice la description et l'usage de cet outil.)

---

224. Les U étant terminés, on achève la division de la roue en passant dans les vides I, O, etc. (*fig.* 13, *pl.* III), une fine lime *à égalir*, emmanchée et adoucie de chaque côté, afin qu'elle ne morde que par devant. Il doit, du reste, y avoir fort peu à faire pour obtenir la séparation des morceaux du champ qu'il faut détacher.

Ensuite on lime en biais, avec une petite lime barette douce dont l'angle est adouci, l'arrière des talons des dents, de manière à leur faire suivre la courbe du bras de l'U. Il faut dans cette opération prendre bien garde de fausser les dents ou d'attaquer l'angle du dehors aux talons ; autrement les dents ne seraient plus égales.

Quelques ouvriers emploient pour cet effet un petit outil spécial, qui leur sert également, au besoin, à mettre les dents de longueur quand ils ont une roue à égaliser; ce petit outil a de l'analogie avec celui qui sert à former les inclinés (1).

---

225. L'arrondissage des colonnes se fait sur divers outils à cet usage et que nous trouverons décrits dans l'appendice. Dans les uns la fraise est disposée de façon à rouler autour de la colonne ; dans les autres la fraise ne change pas de place, c'est au contraire la roue qui fait un petit mouvement semi-circulaire. Cette roue, qui est conduite et soutenue avec le doigt, est appuyée à plat, les dents par-dessus, contre un support large, que l'on fait marcher avec une vis de rappel jusqu'à ce que l'extrémité plate de la fraise affleure le dessous des dents.

Cette fraise, que l'on conduit avec un archet-à-crin, se trouve taillée seulement sur sa partie cylindrique. On peut soi-même y

(1) Quelques faiseurs d'échappements n'ont pas besoin de limer en biais le derrière des talons, parce qu'au lieu de placer la fraise à fendre au centre de la roue, ils la mettent un peu de côté et forment ainsi l'inclinaison de l'arrière des talons. Mais alors l'épaisseur de la fraise ne donne plus celle de l'écorce du cylindre, et il faut une grande habitude pour choisir une fraise qui convienne et qui ne produise pas des dents trop longues ou trop courtes.

faire la taille avec l'angle d'une lime neuve douce. Le devant, ou l'extrémité plate de cette fraise, doit être dépourvu de dents.

Il est parfois préférable de n'arrondir les colonnes qu'après avoir formé les inclinés.

---

226. Du moment que la division de la roue est achevée, il est facile de connaître le diamètre exact du cylindre et, par conséquent, de vérifier la hauteur des dents avec le compas à cet usage.

Pour former les inclinés, on place la roue sur l'outil destiné à cette opération et de façon que chaque dent ne laisse déborder de sa pointe à son talon que la portion de matière qui est de trop. Ce superflu s'enlève avec une lime douce coupant vite et conduite avec légèreté. La lime ne doit mordre qu'en allant et ne pas frotter au retour.

On achève en arrondissant délicatement les pointes des dents et les inclinés (en long et en travers) et en abattant partout les angles vifs que l'on adoucit.

Un petit surcroît de matière a dû être laissé sur l'incliné pour obvier à l'usure occasionnée par l'adoucissage et le polissage.

S'il y avait excès de hauteur aux dents, on ferait l'incliné de la hauteur convenable sans se préoccuper de ce superflu, puis on rétrécirait les pointes restées larges et carrées, en les limant en biais à l'intérieur, comme on le voit indiqué en A, *fig.* 11, *pl.* III.

---

227. La roue amenée à ce point, on en termine les croisées. Il est inutile de donner de longs détails à ce sujet, sinon que ces croisées doivent être minces pour rendre la roue légère, et que trois bonnes limes sont nécessaires à cet effet : 1° une feuille de sauge presque plate d'un côté et formant le quart de rond de l'autre ; 2° une feuille de sauge de la forme dite dos

d'âne, dont les bords soient adoucis; 3° une petite lime barette, la même dont on s'est servi pour limer les talons.

Pour opérer le croisage de la roue, on peut la mettre fortement en cire dans une petite virole où l'on a ménagé une retranche sur laquelle appuie le contour du fond de la roue; ce qui permet d'aller plus hardiment et éloigne la crainte de tordre quelques dents.

Dans les fabriques, les croisées sont faites sur un outil spécial, où des fraises, disposées à cet effet, les découpent avec promptitude et netteté. Le plus grand nombre des faiseurs d'échappements ont un outil général et agencé de façon à ce qu'on puisse y faire les U, les inclinés, le fendage, le croisage de la roue et l'arrondissage des colonnes.

---

228. La roue se trempe en la tenant suspendue à un fin fil de fer plié en deux et dont les extrémités sont courbées en crochet, afin que la roue soit soutenue librement à plat, mais sans pouvoir s'échapper. On l'agite doucement et circulairement, dans le but de faire prendre la chaleur plus également, au milieu de la flamme d'une petite lampe, placée dans un lieu obscur afin qu'on saisisse mieux la nuance du rouge. L'on plonge la roue, bien à plat, dans l'huile, aussitôt qu'elle a atteint partout la couleur rouge-cerise, qu'il ne faut pas dépasser de crainte de brûler l'acier.

Quelques artistes trempent la roue dans une petite boîte de cuivre de la forme d'un barillet sans dents, pourvu d'un couvercle qui entre librement jusqu'au fond et qu'on pose sur le plat des dents. On chauffe le tout jusqu'au rouge-cerise et l'on jette dans l'huile.

D'autres placent la roue entre deux plaques tenues, sans être serrées, par trois ou quatre goupilles.

D'autres se servent d'une lampe à tube. Au moment où ce tube est chaud et la flamme montée comme à l'ordinaire, ils tiennent la roue suspendue à plat à un fil de fer au milieu du

tube, et la plongent dans l'huile aussitôt le rouge-cerise obtenu.

Enfin, voici le moyen préférable pour ceux qui n'ont pas une grande habitude de la trempe des pièces délicates.

On prend une plaque de fer, ou plutôt de cuivre rouge, creusée de 1 à 2 millimètres et ayant à peu près 1 demi-centimètre d'épaisseur. Elle doit être emmanchée ou disposée de façon à être facilement saisie avec des pinces. Cette plaque est placée sur les charbons allumés d'un petit réchaud (préférablement sur de la motte embrasée). Quand elle est rouge-cerise on la retire du réchaud et l'on pose la roue bien à plat dessus. Cette roue s'échauffe également, et par le seul contact de la plaque (sur laquelle on frappe légèrement), arrive au rouge-cerise pour être jetée à plat dans l'huile.

On a compris pourquoi la plaque doit présenter une certaine masse : si elle était trop mince, elle perdrait sa chaleur trop vite et ne ferait pas rougir la roue suffisamment.

---

229. On blanchit très délicatement, vu la fragilité de l'acier trempé à blanc, l'intérieur et l'extérieur de la roue, ainsi que les plats des dents; et pour faire *revenir* cette roue ainsi préparée et nettoyée, on l'ajuste, à frottement doux, au bout d'une longue tige de laiton que l'on expose à la flamme, à la distance d'environ 2 ou 3 centimètres de la roue. On fait tourner la broche entre les doigts, afin que toutes ses parties chauffent également. Quand la couleur bleue, qui commence à paraître au centre, atteint le pied des colonnes, on passe la roue dans l'eau; car les dents ou marteaux doivent, autant que possible, rester trempés au moins jaune-paille : revenus davantage, ils sont moins fragiles; mais aussi ils conservent moins bien les lèvres du cylindre.

On peut encore faire revenir la roue sur une épaisse plaque chauffée d'avance, et en plaçant sur les marteaux une forte virole d'acier portant sur tous les plats.

Le fond de la roue et le bas des colonnes pourront alors reve-

nir suffisamment avant le changement de couleur des marteaux.

Si la roue avait été un peu faussée à la trempe, on agirait comme nous venons de l'indiquer, sauf cette différence qu'il faudrait placer dans le fond de la roue une rondelle, d'une suffisante hauteur, et sur laquelle on presserait fortement jusqu'à ce que le tout fût refroidi.

---

230. La roue étant énarbrée, on la *frise* délicatement avec un morceau de pierre à l'huile aussi dur que possible. On adoucit l'intérieur avec de la pierre pilée fine, blanche et un peu liquide, par le même procédé que précédemment; mais en se servant d'un archet faible, de peur de faire échapper soit la fraise, soit la roue, qu'on est obligé de tenir très délicatement. On termine avec une fraise en bois si l'on veut obtenir un adouci bien blanc.

On adoucit l'arrière des talons avec une lime barette en fer.

L'intérieur des U et la partie ronde des colonnes s'adoucissent sur l'outil aux colonnes, en remplaçant la fraise-lime par une fraise non trempée et sur laquelle on a donné un coup de lime en long. Les croisées s'adoucissent avec la lime barette en fer. On les termine avec un bois.

Le dessous de la roue et les plats des marteaux s'adoucissent, comme on a déjà vu, sur une glace dépolie, ou sur un large fer bien redressé.

---

231. Après avoir vérifié tous les vides, afin de s'assurer qu'aucune dent n'a été faussée à la trempe, on donne un très léger coup d'arrondissage à l'angle des talons avec un zinc et du gros rouge. Puis, l'on polit au rouge rude, et ensuite au rouge fin; et l'on termine au brunissoir les angles, les pointes des dents et les plans inclinés. Ces derniers, pour plus de sûreté, peuvent être polis sur l'outil qui a servi à les former, en *tirant*

de long, et ils se brunissent de même. Il ne faut pas oublier qu'ils doivent avoir la forme dite *en baguette*.

Les roues communes des fabriques ont leurs plans inclinés polis sur le tour au pied par un bout de ressort chargé de rouge, et qui, fixé au support du tour, traîne sur les plans inclinés; mais ce moyen n'est pas le meilleur.

Pour nettoyer une roue de cylindre, on la savonne délicatement avec une brosse ou un pinceau pas trop faible. Puis on la passe dans l'eau pure et de là dans l'esprit de vin. Elle en est retirée pour être essuyée doucement, jusqu'à ce qu'elle soit sèche, avec un linge fin et ensuite une brosse douce.

DU CYLINDRE.

La plupart des horlogers sont fréquemment appelés à remplacer des cylindres. Cette opération, qui n'exige qu'un peu de soin et d'adresse, assez commune en horlogerie, est bien moins délicate que celle de la construction de la roue.

Après avoir suivi avec attention les détails dans lesquels nous allons entrer, tout horloger, ayant l'habitude des manipulations du métier, doit être capable d'exécuter de bons cylindres et d'acquérir en peu de jours une suffisante pratique pour le faire assez lestement.

Déterminer les hauteurs.

232. On prend mesure pour les hauteurs sur le cylindre que l'on veut remplacer. A son défaut, voici comment il convient d'agir :

On prépare une petite règle de laiton large d'environ 2 millimètres, longue de 2 ou 3 centimètres et de l'épaisseur d'une carte à jouer.

On met un peu de rouge à la pointe des dents et au rebord

des bras des U. Puis, la roue étant en place, on tient la règle debout appuyée sur le rubis du char, comme si cette règle était le cylindre. On pousse légèrement la roue contre, en avant et en arrière, et d'après les marques au rouge que la roue y a laissées des deux côtés, on encoche cette règle de laiton comme un cylindre. Ensuite on la présente de nouveau pour s'assurer que la grande coche est assez haute, et que le bras de l'U partage bien la petite coche par le milieu (*fig.* 14, *pl.* III).

On ôte le char de la platine et on le remonte seulement avec le coq. On s'assure que les rubis, privés de leurs contre-pivots, sont bien alors à la même distance l'un de l'autre que celle trouvée avec une ouverture de calibre-à-pignon (ou d'outil aux douzièmes) embrassant, par-dessus, le coq et le char, quand ces deux pièces étaient fixées sur la platine. On détermine l'espace vide intérieur qui sépare les deux rubis, soit en défalquant l'épaisseur de ces mêmes rubis de la hauteur totale prise par-dessus, soit par tout autre moyen.

Cet espace intérieur connu sert à marquer sur la petite règle, en mesurant du bas, le trait *b*. Puis, on fait les deux petites marques *c* et *o*, pour indiquer la longueur que l'on peut donner à chaque tigeron sans nuire à la solidité du canon d'en bas, ni à l'épaisseur indispensable à l'assiette.

La règle ainsi préparée, il sera facile de faire son cylindre dans les proportions convenables, puisque l'on connaîtra :

1° Les hauteurs de la grande et de la petite coche ;

2° La longueur de chaque canon, *oi* et *sc* ;

3° La longueur totale du cylindre nu de *o* en *c* ;

4° La longueur de chaque tigeron *ao* et *cb*.

Il suffira d'ajouter plus tard l'épaisseur des deux rubis des trous pour avoir la longueur totale du cylindre tout pivoté. On sait que les hauteurs des axes roulant entre des plaques se comptent toujours de l'extrémité des pivots, et non des portées.

Il est, en définitive, plus expéditif pour l'ouvrier ayant peu d'habitude de l'exécution des échappements, quand il n'a pas le vieux cylindre, de préparer préalablement sa règle de laiton. S'il essaie de s'en passer, il lui arrivera, dans le plus grand

nombre de cas, de perdre plus de temps en tâtonnements, vérifications, etc., qu'il n'en eût mis à déterminer de suite ses hauteurs exactement.

S'il avait les deux morceaux du vieux cylindre, il pourrait les recoller en garnissant l'intérieur de cire d'Espagne, et prendre ses mesures sur cette pièce ainsi rajustée.

Faire le cylindre.

233. 1° — On prend un morceau d'acier tiré, dit acier aux vis, aussi exempt de *pailles* ou autres défauts que possible, d'environ 5 décimètres de longueur, et plus gros d'un tiers que le cylindre. Après l'avoir redressé, on le revient bleu-gris et on le laisse lentement refroidir sur le revenoir ; ce qui le rend plus doux à travailler. On fait une pointe à l'une de ses extrémités, et l'on donne un coup de pointeau au centre de l'autre bout, où l'on perce le trou en ayant le soin de mettre abondamment de l'huile soit au foret, soit à la pointe du tour.

Le cuivrot placé sur la branche d'acier doit être d'une grandeur moyenne ; l'archet plutôt faible, afin d'éviter de faire des cavités dans l'intérieur, ou une tétine au fond du trou, et aussi de crainte de briser le foret, que l'on tient avec une tenaillette de préférence à des pinces.

Le trou, dont le diamètre doit être un peu plus petit que la longueur d'une dent de la roue, étant percé assez profondément, on ébauche sur le tour le cylindre, que l'on coupe au burin ou à la lime à fendre.

2° — Ce cylindre ainsi préparé, on le serre dans un cuivrot-à-vis en laiton afin de le tenir assez solidement pour y passer l'équarrissoir. Il ne faut jamais employer de pince dans cette opération ; car, en outre du risque d'aplatir le tube, on ne réussirait pas à faire l'intérieur uni.

On agrandit le trou avec un équarrissoir très peu conique, bien trempé, les angles bien francs et bien adoucis, et tous les pans égaux. On entre cet équarrissoir alternativement par un bout et par l'autre ;ce qui fait le cylindre un peu renflé à l'intérieur vers

son milieu. Quand les dents de la roue d'échappement entrent à l'aise, mais sans jeu, le trou est assez grand. Remarquons, toutefois, que lorsque les dents de la roue sont un peu trop courtes, il faut leur donner un peu plus de jeu dans le cylindre, pour ne pas avoir l'écorce trop forte ; car on doit se souvenir qu'elle ne doit pas être épaisse.

3° — Pour achever de rendre le trou bien lisse intérieurement, on l'adoucit, avec une broche et de la pierre pilée, jusqu'à ce qu'il n'y reste pas de traits. Cette opération donnera une partie du jeu nécessaire à la dent de la roue, et le polissage fera le reste plus tard. La broche étant entrée dans le cylindre, on fait rouler celui-ci sur le doigt, ou sur le bord de la paume de la main ; et, tout en le faisant rouler à droite et à gauche, on avance et on retire la broche pour que l'adoucissage se fasse en même temps dans tous les sens. On entre la broche alternativement par un bout et par l'autre, comme on a déjà fait pour l'équarrissoir.

On se sert, pour faire la broche, d'une tige d'acier aux vis dont on diminue la grosseur à la lime, sur une longueur de 20 à 25 millimètres ; de façon à ce que cette partie diminuée entre librement dans le cylindre. Si l'on prenait simplement une broche mince sur toute sa longueur, ou une tige de fil de fer, il arriverait qu'elle céderait en appuyant, et que le cylindre, en s'usant, s'évaserait en tromblon par les deux extrémités (1).

4° — L'adoucissage intérieur terminé, on met avec la main, mais sans le chasser, sur un arbre le moins en cheville possible, le cylindre, que l'on tourne, avec un archet à crin et une longue pointe de burin, bien rond, bien uni et bien cylindrique dans

(1) Les faiseurs de cylindres emploient différents procédés pour l'adoucissage intérieur ; quelques-uns remplacent la scie d'un bocfile, placé à l'étau, par une tige d'acier entrant aisément dans le cylindre et, au moyen d'un cuivrot-à-vis placé sur celui-ci, ils l'adoucissent en le faisant tourner à l'archet. Par ce procédé on peut adoucir plusieurs cylindres à la fois.

D'autres le font rouler sur le doigt avec un cuivrot placé sur l'écorce, etc. ; mais ces différents moyens offrent des inconvénients pour qui n'en a pas une grande habitude ; il convient donc mieux de s'en tenir au premier que nous avons donné.

toute sa longueur, jusqu'à ce qu'il passe dans les vides de la roue, mais sans jeu entre la pointe d'une dent et le talon suivant. Puis, on l'adoucit par-dessus à l'archet, avec un fer plat, jusqu'à ce qu'il n'y reste plus de traits. Cet adoucissage donnera une partie du jeu nécessaire en dehors.

5° — Si le cylindre est trop long, on peut le mettre alors de longueur en tournant bien carrément les deux extrémités ; mais il est préférable de faire cette opération quand le cylindre est entaillé. L'on s'assure, auparavant de l'entailler, que l'écorce n'est pas trop épaisse. Dans ce cas, il faut le refaire, si l'on ne peut pas amincir cette écorce en agrandissant le trou.

6°— On ajuste le cylindre sur une broche tournée bien ronde de laiton dur, où on le fait entrer, toujours le côté du grand canon le premier. Il doit y tenir assez fortement, afin de ne pas tourner sous la pression de la lime. L'on forme la grande coche. Le cylindre entaillé doit descendre dans la rainure étroite de la filière *Jacot*, dite filière-aux-cylindres, au même degré où le cylindre entier descend dans la plus large rainure. Si l'on se sert d'un micromètre pour mesurer l'ouverture, elle doit avoir pour le *vide* très peu plus de cinq douzièmes du diamètre total, et par conséquent, le *plein* sera de la moitié, plus un douzième faible (**183**).

Le compas-aux-cylindres donnera la même proportion. (Voir l'appendice.)

Mais il faut se souvenir que ces dimensions sont celles d'un cylindre entièrement achevé; or, comme l'arrondissage, l'adoucissage et le polissage des lèvres enlèveront une certaine quantité de matière sur ces lèvres, on doit laisser d'un à deux degrés de la filière en plus, pour le plein, afin que le cylindre terminé ne se trouve pas trop ouvert.

La hauteur de la grande coche ne doit pas dépasser une fois et demie l'épaisseur de la roue, afin que le réservoir d'huile qui se forme dans l'angle supérieur du dedans du cylindre puisse alimenter les frottements des repos.

7° — La petite coche doit enlever les trois quarts de l'écorce du cylindre (**184**).

8° — Les plats des canons doivent être limés bien plats et

bien carrément. Pour obtenir ce résultat, on se sert de divers outils dont nous donnerons la description dans l'appendice.

9° — Pour donner aux lèvres la forme qui convient à chacune d'elles, et qui est indiquée à l'article *De la forme des lèvres* (**160**, **163**), on tient le cylindre au bout d'une broche de laiton tourné qui ne doit pas dépasser intérieurement le bord du canon, et, en limant, on fait grande attention : 1° à ne pas enlever trop de matière sur le dessus des lèvres, ce qui gâterait le cylindre en le rendant trop ouvert; 2° à ne pas pencher la lime du côté de la coche de renversement, en formant la petite lèvre, ce qui arrive assez souvent aux ouvriers qui manquent d'habitude ou d'adresse; 3° à ne pas fausser le cylindre en le limant, en l'ôtant et le remettant sur la broche de laiton, d'où on le fait sortir en appuyant, avec une queue de lime aiguisée, au-dessus de la partie pleine, c'est-à-dire du dos (1).

10° — On ôte les bavures extérieures.

11° — On passe une broche et de la pierre pilée pour enlever les bavures intérieures, et l'on adoucit les lèvres jusqu'à ce qu'il ne s'y voie plus de traits. Pour l'adoucissage, comme pour le polissage des lèvres, on se sert de tiges d'acier et de compositions vulgairement appelées *zinc à polir*, auxquelles on donne la même forme et la même largeur qu'aux limes qui ont servi dans les précédentes opérations. Si on éprouve quelque peine à les tenir bien *à plat*, on courbe leur manche un peu à droite ou à gauche pour trouver l'aplomb cherché.

On doit prendre garde en adoucissant d'altérer les courbes des lèvres.

12° — Pour tremper le cylindre, on le suspend librement à

(1) Quatre limes, adoucies au revers des angles, c'est-à-dire où elles ne doivent pas mordre, sont nécessaires pour les opérations ci-dessus, savoir : 1° une lime carrée très douce et de même largeur que la grande coche, afin de ne pas courir le risque de creuser la lèvre, ce qui pourrait avoir lieu si cette lime était trop étroite; 2° une lime à égalir demi-douce, dite lime aux coches de renversement; 3° une lime carrée douce et aiguisée *en sifflet* à son extrémité. Elle sert à incliner la petite lèvre et doit avoir exactement la largeur de cette lèvre, car si elle est plus large on a de la peine à la tenir d'aplomb; 4° une petite lime barette douce et tranchante pour couper franc les coins et y former des angles vifs.

un fin fil de fer formé en crochet à son extrémité. On le présente ensuite, en l'agitant constamment, à une petite flamme de chandelle placée dans un endroit assez sombre pour mieux distinguer la nuance du rouge. On jette le cylindre dans l'huile aussitôt qu'il est partout au rouge-cerise, qu'il ne faut pas dépasser.

Quelques artistes placent leur cylindre dans un petit tube de laiton, font rougir le tout à la couleur cerise et jettent dans l'huile.

On peut tremper le cylindre, et même plusieurs à la fois, par le dernier procédé indiqué pour la roue (**228**).

13° — Après s'être assuré que le cylindre est trempé dur, on le blanchit avec précaution, vu sa grande fragilité après la trempe, et, au besoin, on le savonne et on l'essuie bien ; car il doit être très propre et très sec pour être revenu.

14° — Pour le faire revenir, on ajuste à frottement doux, sans forcer, dans chaque canon, une broche ou forte goupille de laiton tiré, allant jusqu'au bord de la coche seulement, mais débordant le cylindre en dehors d'environ 15 à 20 millimètres. On pince la gorge avec des brucelles de la largeur de la petite lèvre, et l'on présente à la flamme l'extrémité de la goupille du petit canon, jusqu'à ce que ce canon soit revenu bleu-gris. Puis l'on présente l'autre goupille à la flamme, et l'on revient également bleu-gris le grand canon.

On voit que la portion du cylindre où se font les repos reste trempée à blanc. Les artistes qui font revenir jaune-paille les repos des cylindres ont tort ; car les lèvres se *piqueront* beaucoup plus vite. Quant à ceux qui les mettent partout à la couleur bleue, et ils sont encore assez nombreux, nous n'en dirons rien, sinon que ce sont des ouvriers ignorants, ou maladroits, ou qui ne sont pas suffisamment rétribués.

15° — Le cylindre étant revenu, on le tient au bout d'une broche de laiton, pour blanchir à la pierre pilée l'intérieur de la coche de renversement et les plats des canons. Il faut le savonner et l'essuyer avec beaucoup de soin, pour le débarrasser complétement de pierre pilée après ce dernier adoucissage.

16° — On polit au rouge rude le dedans du cylindre, et en-

suite le dehors, après avoir tourné légèrement conique le dessus du grand canon où doit s'ajuster l'assiette. Puis, on polit les lèvres, que l'on achève de suite au rouge fin et au brunissoir. Les lèvres terminées, on finit au rouge fin le dedans et le dehors du cylindre.

Remarques importantes.

234. Quand on polit un cylindre entaillé, si on veut le conserver rond, il ne faut pas commencer par le rouler sur le doigt, comme on a fait pour l'adoucir. Il faut polir d'abord le repos intérieur en conduisant la broche en long avec un imperceptible mouvement de côté et d'autre, mais sans lui faire quitter le dos intérieur du cylindre. Quand cette partie est à peu près polie, on achève en faisant rouler sur le doigt.

Quant au polissage du dehors de l'écorce, le cylindre étant enfilé sur un arbre, placé entre les pointes du tour, et dont on tient le cuivrot entre deux doigts, afin de lui imprimer un léger mouvement de va-et-vient demi-circulaire, on tire de long le dos du cylindre avec un fer méplat auquel on donne en même temps un mouvement circulaire pour couper les traits. Puis on achève le polissage à l'archet, ainsi qu'on a fait précédemment pour l'adoucissage.

Si l'on ne prenait pas ces précautions, le cylindre deviendrait mal rond, et le bord des lèvres tranchant, parce que, du côté du vide, les canons, offrant une moindre surface, seraient usés avant le dos.

C'est pour la même raison qu'avant d'entailler un cylindre il faut l'adoucir parfaitement dehors et dedans.

On doit tenir le rouge très propre, en prendre peu à la fois et limer la broche chaque fois qu'il a été séché.

On se souviendra aussi qu'en outre qu'il faut prendre garde de déformer les lèvres, leurs angles vifs doivent être arrondis et polis ; et que du côté de l'entrée de la dent la courbe de la lèvre doit se *fondre* avec la courbe du cylindre.

Ce dernier ne doit jamais être serré dans des pinces ni placé

sur un arbre qui ne soit pas parfaitement lisse et qui puisse rayer l'intérieur de l'écorce.

Des tampons.

35. Un morceau d'acier aux vis, non pailleux, trempé à l'huile et revenu bleu, sert à faire les tampons. On le tourne rond à son extrémité, et lorsqu'il commence à entrer dans le petit canon, on achève de le mettre de grosseur avec de la pierre pilée et un fer à adoucir ; c'est-à-dire qu'on le diminue ainsi jusqu'à ce qu'il pénètre, à peu près, aux trois quarts du petit canon.

On tourne plate la face du tampon. On ébauche le tigeron au burin et l'on forme sa pointe.

On polit la face du tampon sur l'outil-aux-tampons, ou à son défaut sur le tour à polir les vis.

On agit de même pour exécuter le grand tampon, avec cette différence qu'il doit être ajusté plus profondément qu'aux trois quarts du canon.

En tournant et en ajustant les tampons, il faut s'assurer fréquemment, avec le micromètre, s'ils sont presque cylindriques. C'est la forme qu'ils doivent avoir ; car s'ils se trouvaient *en cheville*, ils feraient fendre le cylindre.

Cet effet a aussi quelquefois pour cause, mais plus rarement, un acier brûlé ou pailleux.

L'ajustement des tampons dans les canons doit être parfait. S'ils sont convenablement ajustés, le plus petit coup de marteau, le moindre enfoncement dans le canon, suffira pour les fixer solidement. Dans le cas contraire, le petit tampon, quoique chassé avec une certaine force, sera sujet à se déranger quand on fera soit les piqûres, soit les pivots, etc.

En essayant les tampons dans les canons, il faut prendre quelques précautions, afin d'éviter qu'en pénétrant vivement dans le cylindre, au cas où ces tampons auraient été trop diminués, ils ne vinssent à le rayer intérieurement vers le repos.

Les tampons, polis sur leur face et ajustés à force à la main pour être chassés, doivent rentrer en retraite des plats des

canons, et dans un cylindre de hauteur moyenne, d'environ un quart de la hauteur du petit canon et d'un sixième du grand canon. C'est donc de cette quantité qu'ils seront enfoncés au marteau.

Dans un cylindre court le petit tampon doit rentrer de 1/3, et le grand tampon de 1/5^{me} environ.

Du tamponnage.

236. On commence par le petit tampon. On serre le tigeron de ce tampon dans des pinces que l'on met à l'étau, et l'on enfonce le cylindre à petits coups de marteau par le procédé employé pour le chasser dans l'assiette (**238**). Le bec de l'outil-à-crochet doit être assez mince pour ne pas s'engager dans la coche de renversement, ce qui ferait casser le cylindre.

On opère de même pour le grand tampon.

Parmi les faiseurs de cylindres, les uns mettent l'outil-à-crochet à l'étau, y placent la gorge du cylindre et, tenant le tigeron avec des brucelles, pour maintenir l'aplomb, frappent à petits coups de marteau sur la pointe de ce tigeron. D'autres se servent d'une presse à river les roues de rencontre, dont les bords sont assez minces pour entrer librement dans les coches. Quelques-uns enfoncent simplement le cylindre, en appuyant assez fortement sur les plats des canons avec l'extrémité tranchante d'une lime carrelette, le tampon étant maintenu par des pinces serrées à l'étau. Enfin quelques autres, quand le cylindre est placé sur l'outil-à-crochet, enfoncent le tampon au moyen d'un poinçon percé et dans lequel entre librement la tige de ce tampon.

Mettre rond le cylindre.

237. Un cylindre se met rond par ses pointes en les déjetant à la lime comme on fait pour un pignon. Puis on tourne et on roule ces pointes avec beaucoup de précaution si on veut les avoir *fidèles.*

Un grand nombre d'artistes procèdent différemment. Ils placent un cuivrot sur l'assiette et mettent le cylindre au tour, en faisant entrer l'extrémité du canon dans le trou conique d'une broche à lunette, dite aussi broche à chapeau. La pointe du tigeron se trouve alors en l'air. On approche le support très près, et on tourne ronde cette pointe avec un archet à crin faible, et un burin à face allongée, en *tirant à soi* vers le cylindre, et jamais de l'autre côté : autrement on courrait le risque d'engager le burin sous la pointe. Cette méthode exige beaucoup de dextérité et d'habitude pour ne pas ébranler et même quelquefois faire sauter le petit tampon, ou casser le cylindre.

On doit mettre beaucoup d'huile au trou conique de la broche.

Pour plus grande sûreté, quand on fait les pointes, en met le cylindre en cire. Après l'avoir garni intérieurement de petits morceaux de cire d'Espagne, ou de gomme-laque, on le pince dans le sens de sa longueur et la gorge tournée en haut, dans des brucelles longues et disposées à cet effet, ou plutôt dans de minces tenaillettes à rouler les goupilles, et qu'on présente à la flamme, mais assez loin de l'endroit où elles tiennent le cylindre.

Les pointes étant terminées, on fait les creusures, on tourne les tigerons ronds, de grosseur, et *en tête* du côté du pivot. On peut cependant, pour plus de sûreté, attendre pour faire ces dernières opérations que l'assiette ait été mise en place et tournée ronde sur les pointes du cylindre.

L'échappement, débarrassé de cire, se met sur le compas-aux-engrenages pour en faire la vérification (art. **195**).

On enlève la cire du cylindre en mettant ce dernier dans de l'esprit de vin suffisamment pur et que l'on fait bouillir un moment dans une petite cassolette de cuivre rouge mince. Les quartiers de cire qui ne se dissolvent pas assez vite, on les ôte, quand elle est ramollie, avec une pointe de bois. On fait bouillir de nouveau un instant ; puis on saisit rapidement le cylindre, que l'on place entre les doigts et qu'on achève de nettoyer avec une brosse demi-rude, que l'on trempe à chaque instant dans l'esprit de vin bouillant.

Comme l'esprit de vin est sujet à s'enflammer, il ne faut pas

le tenir trop près du visage, et quand il est en feu, ne pas souffler dessus pour l'éteindre, mais enlever la coupe, que l'on place sous la planche de l'établi en l'appuyant contre : la flamme, ainsi étouffée, s'éteint d'elle-même.

De l'assiette.

238. L'assiette, faite de laiton bien écroui, doit être ébauchée sur un arbre et à peu près de hauteur et de grosseur convenables, sauf à la rivure.

Le cylindre étant ajusté dans l'assiette, suffisamment pour qu'on soit obligé de le chasser d'environ la moitié de l'épaisseur de celle-ci, on place cette assiette sur l'outil-à-trous, dans un trou où elle entre sans jeu, mais libre et reposée bien à plat sur une de ses portées. On appuie sur le plat intérieur du grand canon le bec de l'outil-à-crochet, dit aussi *chasse-tampon* (*fig.* 15, *pl.* III), et l'on pousse le cylindre dans l'assiette à petits coups de marteau.

Le cylindre mis au tour, on tourne l'assiette droite, ronde, de hauteur et de grosseur partout, excepté à la rivure où on laisse un petit surcroît, qu'on enlèvera en tournant sur les pivots ou sur les cônes des tigerons, afin d'avoir le balancier parfaitement droit, rond et à la hauteur convenable.

Des pivots.

239. Pour *lever* les pivots il faut d'abord marquer sur chaque tigeron l'endroit où se trouvera l'extrémité du pivot, puisque, le cylindre roulant entre deux plaques, cette extrémité est invariable.

On prend les mesures sur le vieux cylindre que l'on remplace ; à son défaut on peut avoir recours à la petite règle de laiton que l'on a préparée en commençant (*fig.* 14, *pl.* III).

On se souvient que la distance *ia* représente l'intervalle compris entre la face du petit tampon et la face intérieure du rubis du char.

On tient debout sur le rubis du char, détaché de la platine, la petite règle en laiton, et l'on prend avec un calibre-à-pignon, à pointes minces et tranchantes, la distance entre le bas de l'encoche (*i*) et le dehors du rubis.

L'un des becs du calibre-à-pignon étant appuyé sur la face du tampon d'en bas (*fig.* 16), l'autre bec indique l'extrémité du pivot. On marque cette extrémité à la lime tranchante, et l'on vérifie avec une scrupuleuse attention.

Cela fait et le char, ainsi que le coq, étant fixé sur la platine, on mesure avec le compas-aux-épaisseurs, ou avec une ouverture de calibre-à-pignon, la distance des rubis du coq et du char, dépourvus de leurs contre-pivots et mesurés l'un et l'autre par-dessus. Ensuite on appuie un des becs du calibre-à-pignon dans la marque faite au tigeron d'en bas (*fig.* 16), et l'autre bec, garni de rouge, indique, en touchant le tigeron d'en haut, où il doit être coupé.

La hauteur du balancier se trouve au moyen d'un morceau de laiton qui, étant placé sous la roue de centre, conserve avec elle un *jour* égal à l'épaisseur du balancier, plus le *jour* nécessaire entre ce balancier et cette roue.

Ce laiton ainsi préparé et posé sur le dessus de la platine, vers le trou du char, on prend la distance du dessus du morceau de laiton au dehors du rubis du char, dépourvu de son contre-pivot.

Cette distance est égale à l'intervalle compris de l'extrémité du pivot d'en bas à la portée de l'assiette sur laquelle se rive le balancier.

Le cylindre ainsi préparé et la hauteur du balancier connue, le pivotage, l'ajustement de ce balancier et la mise en place n'offrent aucune difficulté.

Nous ajouterons seulement qu'il faut tourner ses pivots au burin, et assez fins pour pouvoir les amener à la grosseur convenable avec le brunissoir rude, et éviter ainsi l'emploi de la lime-à-pivot.

Quand on rive le balancier il faut se servir d'un outil-à-trous, ayant ses trous évasés par-dessous et jusqu'au bord supérieur.

On n'aura pas à redouter la rupture du cylindre s'il venait à vaciller.

Un des bras du balancier doit être bien en face du dos du cylindre.

Le cylindre en pierre serait une bonne chose quant à la durée, mais comme son exécution, difficile et coûteuse, exige le concours d'un habile *pierriste* en même temps que d'un très habile horloger, que même, construit dans ces conditions de succès, il ne procure encore qu'un réglage égal à celui obtenu par le cylindre en acier, nous avons négligé d'entrer dans des développements sur ce sujet. Il est plus simple, et presque toujours plus avantageux, de remplacer un cylindre en pierre brisé par un bon cylindre ordinaire, avec la précaution, toutefois, de laisser peu de chute en dehors et de faire l'écorce mince; la plupart des cylindres en pierre étant tenus, et sciemment, un peu gros par les faiseurs (grosseur des axes **166**).

On nomme *monture* ou *manivelle* la garniture d'acier; et *tuile* le rubis ou portion d'écorce cylindrique enchassée dans la monture.

Les longs détails que nous avons donnés en traitant de l'échappement à cylindre, étant en partie applicables aux échappements qui suivent, vont simplifier notre travail, et il suffira d'y recourir, au besoin, pour compléter les articles subséquents.

ÉCHAPPEMENT DUPLEX

CHAPITRE PREMIER.

PRÉLIMINAIRES.

240. L'idée primitive, encore informe, de l'échappement Duplex, paraît appartenir à Dutertre, habile horloger français; mais Pierre Leroy fut le véritable créateur de ce mécanisme et le construisit pour la première fois vers le milieu du siècle dernier. Il l'abandonna bientôt pour l'échappement à détente; ce dont quelques artistes ont inféré qu'il jugeait défavorablement le Duplex, mais ce qui prouve simplement que Pierre Leroy, avec ce génie profond, ce tact extraordinaire qui lui fit devancer ses contemporains d'un siècle, avait deviné que l'échappement à détente convenait seul à la chronométrie.

Nous ne nous arrêterons pas à l'assertion de quelques auteurs qui ont avancé que l'échappement dont nous nous occupons était dû à un Anglais nommé Dupleix, horloger très inconnu, même parmi ses compatriotes, et qui d'ailleurs aurait été de beaucoup en retard sur l'invention française : ce qui paraît peu contestable, c'est que le mot latin *duplex*, qui veut dire *double*, fut appliqué à cet échappement, parce qu'à son origine sa roue était double et qu'elle produit un double effet.

Une singutarité qui mérite qu'on la remarque, c'est que cette invention française est très répandue en Angleterre, tandis que l'échappement à cylindre, d'invention anglaise, est celui préféré en France. Cela s'explique très bien par le caractère des deux

nations : l'Anglais, positif et sérieux, tient avant tout à ce que sa montre lui indique l'heure qu'il est, tandis que le Français sacrifie volontiers cet avantage à la mode et à la gloriole de posséder une machine impossible et qui marche comme elle peut, c'est-à-dire très mal. L'échappement à cylindre, pouvant se placer dans des montres plates jusqu'à l'exagération, a été tout naturellement préféré de ce côté-ci de la Manche.

En Angleterre on rencontre, par suite du fréquent emploi qu'on fait de l'échappement Duplex, beaucoup d'ouvriers qui l'entendent très bien. En France, les artistes capables sur ce point sont rares, et un petit nombre seulement en connaissent les fonctions et les principes, sur lesquels même ils sont encore divisés; et si nous ajoutons que le Duplex a été placé trop souvent dans des montres d'une épaisseur insuffisante, on comprendra sans peine pourquoi il est moins estimé chez nous qu'à l'étranger.

Comme régularité, il est supérieur à l'échappement à cylindre, et l'on a de nombreux exemples de montres Duplex ayant donné l'heure pendant longtemps, à une ou deux minutes et même quelques secondes par mois. Mais cet échappement ne souffre aucune espèce de médiocrité dans l'exécution. Il a contre lui sa facilité à arrêter au doigt, la fragilité de son axe et son repos trop éloigné de la tangente. Ajoutons toutefois que les limites où se produit l'arrêt-au-doigt peuvent être réduites à peu de choses; qu'on rencontre rarement des axes brisés, à moins de violentes secousses; et qu'enfin l'expérience prouve que la destruction des pivots, résultat le plus ordinaire d'un repos hors de la tangente, peut être évitée en faisant ces derniers durs et bien polis, et leurs trous dans des rubis également polis avec soin et toujours abreuvés d'huile. La force motrice, supérieure à celle qu'il faudrait pour un échappement à cylindre, doit être suffisante, mais non en excès. Ce dernier cas est fréquemment celui des échappements anglais; ce qui explique pourquoi ils se détruisent plus vite que les échappements français. Par contre, la force manque souvent à ceux-ci, parce qu'ils sont placés dans des montres trop plates. A moins d'une bonne force motrice (moyenne entre celle

des montres anglaises et françaises datant de quelques années), cet échappement ne réussit jamais bien.

Un auteur, qui met l'échappement Duplex au-dessous de celui à cylindre, dit quelque part, en parlant du premier, que, « eu égard au résultat qu'on croyait en obtenir, il peut être considéré comme une déception. » Il y a évidemment ici une erreur, ou une exagération, qui prouve que l'auteur, qui n'a pas suffisamment expérimenté la matière, met sur le compte des principes ou de la composition mécanique, vicieuse à son point de vue, les erreurs résultant d'une exécution mauvaise. Il est avéré, pour tous ceux qui ont étudié et pratiqué le Duplex, que lorsqu'il est construit par un habile artiste, il donne l'heure longtemps avec une exactitude plus grande que celle procurée par l'échappement à cylindre; et l'on sait que dans les petites pendules, dites pièces de voyage, c'est avec l'échappement Duplex que jusqu'à présent on a obtenu le plus de régularité.

Si on concluait du paragraphe qui précède qu'en réhabilitant cet échappement des reproches mal fondés qui lui ont été adressés, nous désirons le voir plus répandu, on se tromperait; car nous convenons volontiers qu'on doit lui préférer l'échappement à ancre, qui, tout en donnant un réglage égal, ne s'arrête pas au doigt, offre une plus grande solidité, et dont la construction, ainsi que la réparation, n'exige pas une aussi rigoureuse exactitude.

DÉNOMINATIONS DES ORGANES.

241. Les parties principales et distinctives de cet échappement sont :

1° Un petit cylindre en rubis nommé *rouleau* (1, *fig.* 17 et 18, *pl.* III), porté par l'axe du balancier, sur lequel il est collé à la gomme-laque, et maintenu, en outre, par une petite virole, chaussée sur la tige de ce balancier, et qu'on appelle le *tampon* (2, *fig.* 18). Ce rouleau est entaillé dans le sens de sa longueur d'une coche (*a*, *fig.* 17) assez profonde pour que les pointes des dents ne puissent en atteindre le fond.

2° Un bras de levier, également porté par l'axe du balancier

(3, *fig.* 17 et 18), communément appelé *le doigt de levée*, ou simplement *le levier*, et qui est destiné à recevoir l'impulsion nécessaire au mouvement du balancier.

3° Une roue portant une double rangée de dents : les unes, longues et effilées, formant comme un prolongement du plan de la roue (A, B, C, D, *fig.* 17); les autres, courtes et triangulaires et semblables à des chevilles implantées sur le champ de cette même roue (E, G, H, M, N, *fig.* 17).

La *fig.* 18, *pl.* III représente l'axe du balancier nu et ce même axe garni du doigt de levée (3), du rouleau (1) et du tampon (2).

Autrefois le pignon d'échappement portait deux roues superposées que l'on désignait, par suite de leur différence de diamètre et de fonctions, sous les noms de grande roue ou *roue de repos*, et de petite roue ou *roue d'impulsion*. Ces dénominations ont été conservées à la roue moderne.

JEU DE L'ÉCHAPPEMENT (fig. 17, pl. III).

242. Le balancier, que nous supposons en mouvement, tourne vers la gauche : la dent D, en s'appuyant contre le rouleau (en *k*), opère un repos à peine interrompu par un petit soubresaut ou recul quand la pointe de la dent est rencontrée par l'entaille *a*. C'est tout ce qui a lieu pendant cette vibration, qui est dite *muette*.

Lorsque le balancier, ramené par le spiral, revient sur lui-même, c'est-à-dire tourne vers la droite, la dent A pénètre dans la coche *a* du rouleau, et, s'appuyant sur le flanc droit de cette coche, le pousse devant elle (dent B) pendant une courte partie de la vibration et lui échappe définitivement (dent C), à l'instant où le *doigt* Z arrive en O. Comme la roue se trouve libre, la dent d'impulsion H tombe alors sur ce doigt et, le poussant avec une grande puissance, opère une *levée* qui se termine quand la grande dent suivante, en venant s'appuyer au rouleau (comme la dent D en *k*), commence un nouveau repos.

Le balancier, tardant peu à être ramené par le spiral, accom-

plit une nouvelle vibration *muette* (en tournant vers la gauche); puis, revenant vers la droite, se retrouve, ainsi que la roue, dans une situation identique à celle indiquée pour la dent A; et ainsi de suite pour toutes les vibrations successives.

Le doigt, pendant la durée du repos, ne touche pas aux dents de la roue d'impulsion devant lesquelles il passe. Le contact ne peut avoir lieu que lorsque la levée est assez avancée pour que la dent d'impulsion soit suffisamment rapprochée de la ligne des centres.

On voit que l'impulsion n'est donnée que de deux en deux vibrations; que la dent n'échappe au rouleau qu'après l'aller et le retour du balancier; et qu'ainsi la levée n'a lieu que d'un côté.

Cette levée totale se décompose en deux parties bien distinctes, savoir : 1° la *petite levée*, ou l'arc de cercle parcouru par le balancier de l'entrée à la sortie d'une grande dent de la coche du rouleau; 2° la *grande levée*, qui commence quand se termine la petite levée et qui comprend l'arc de cercle que décrit le balancier pendant tout le temps que dure le contact de la dent d'impulsion avec le *doigt* ou *levier*.

Les deux levées successives sont seulement séparées par une petite chute, nécessaire à la sûreté des fonctions, et que l'on nomme *première chute* pour la distinguer de la deuxième chute qui termine la grande levée.

DES PROPORTIONS ADOPTÉES PAR DIVERS AUTEURS.

243. TAVAN. « Plus l'anneau de l'axe du balancier (rouleau) sera petit, moins il opposera de résistance, pendant le frottement sur le repos, au mouvement du balancier; et le recul sera moins considérable à mesure que ce cylindre sera plus petit, et son entaille moins large. (D'après les rouleaux sortis des fabriques de Genève à l'époque de Tavan, on voit clairement qu'il admettait pour leur grosseur environ 1/5^{me} seulement de la distance de deux pointes de dents.)

« Plus la quantité de pénétration de la dent dans l'entaille

sera grande, plus l'action de la dent sera assurée. La meilleure proportion pour la profondeur de l'entaille paraît être de 1/6me environ du rayon du cylindre (ou le douzième de la grosseur du rouleau); et pour éviter un trop grand recul, il ne faut faire l'entaille que de la largeur précisément suffisante au passage de la dent.

« La petite levée commence environ 55° avant l'action de la petite roue sur le grand levier. »

Tavan ajoute, en parlant de la grande levée, qu'elle peut être poussée de 45° à 50° sans inconvénient. Nous verrons plus loin que la quantité de cette levée dépend uniquement des proportions adoptées pour certaines parties de l'échappement. Remarquons que, d'après les données de cet auteur, les deux levées réunies représentent un arc de 90° à 100°.

244. « JURGENSEN. Le diamètre du rouleau doit être égal au tiers de la distance de deux dents de la grande roue.

« Cette même roue doit opérer une levée de 20° sur le rouleau (petite levée).

Il convient qu'il y ait une chute de 10°, depuis que la grande roue échappe du rouleau jusqu'à ce que la petite roue tombe sur le doigt.

« La roue d'impulsion doit faire lever 30° au balancier par le doigt. Par conséquent, ce doigt doit être d'un diamètre propre à produire une levée de 40°; car les 10° employés pour la chute laisseront 30° pour l'action de la roue sur le doigt. »

Pour satisfaire aux conditions ci-dessus il faut que le diamètre total du doigt soit égal :

Pour une roue de 12 dents, aux 3/4 ou 9/12 du diamètre de la roue d'échappement.

Id.	de 13	»	9/13	—
Id.	de 14	»	9/14	—
Id.	de 15	3/5 ou	9/15	—

245. M. MOINET (mesures données par M. Ruggien). — Pour une roue de 15 dents,

« La grande roue ne doit pénétrer dans l'entaille de son rouleau que d'environ 1/12me du diamètre de celui-ci.

« L'impulsion sur la grande levée, de 30°.

« Le rapport entre les deux diamètres, de 3 à 2; en sorte que si la grande roue de repos était de 6 lignes, celle d'impulsion serait de 4 lignes.

« Le diamètre du rouleau 1/16^{me} de celui de la grande roue. (Un peu plus de 2/7^{mes} de la distance de deux pointes de dents.)

« L'entaille du rouleau doit avoir 30° d'ouverture, plus l'arrondi de ses lèvres, estimé à part à environ 10° pour les deux lèvres.

« Le rapport du rayon de la grande levée avec celui de la roue d'impulsion peut aussi être comme 3 à 5; c'est-à-dire qu'en divisant en huit parties la distance des centres de la roue et du balancier, il en faudra prendre cinq pour le rayon de la roue d'impulsion, et trois pour le rayon du doigt. (Ce doigt passera alors sans recevoir aucune impulsion.)

« Le balancier doit parcourir 20° minimum ou 30° maximum, pendant qu'une dent de la roue de repos entre et sort de l'entaille du rouleau. La chute de la dent d'impulsion est portée à 10°, selon d'autres de 4° à 5°.

« Le balancier étant au repos du spiral, la grande dent doit se trouver au milieu de l'entaille du rouleau, qui aura autant de degrés à parcourir à droite ou à gauche, pour la laisser échapper. »

Nous terminerons cet extrait par la citation suivante :

« Certains frottements sur les centres ne paraissent pas empêcher la liberté d'une manière sensible, et cela contre l'apparence ordinaire. » Après avoir donné un exemple pratique à l'appui de son assertion, M. Moinet ajoute : « Ce qui semble conforme au raisonnement n'est pas toujours ce qui se passe dans la nature, et l'expérience en décide plus sûrement. »

246. M. WAGNER. — « Pour une roue de 12 dents, j'ai adopté les rapports suivants : — Rapport du diamètre des deux roues, de 3 à 2; — grande levée, égale à 30°; — petite levée, égale à 50°; — le diamètre du cylindre, 2/7 de l'intervalle d'une dent à l'autre de la roue; — chute des chevilles d'impulsion sur le grand bras, égale à 6°.

« La longueur du grand bras est une conséquence forcée de

la grande levée, du rapport de diamètre des deux roues et du nombre de dents adopté pour ces roues. Dans les conditions indiquées, le rayon de ce bras est environ le 5/8 du rayon de la petite roue. La longueur de ce bras, ainsi que la grande levée, varie selon la dimension de la petite roue et le nombre de dents adopté; pour la déterminer d'une manière exacte, il convient d'en faire un tracé en grand.

« Le point zéro du ressort spiral doit correspondre entre la grande et la petite levée, afin qu'il ne puisse pas s'arrêter au doigt.

« Cet échappement permet des arcs supplémentaires jusqu'à 260° au moins de chaque côté; ce qui, avec ceux de levée formant 80°, fera un arc total de 600° au moins. »

---

247. PROPORTIONS ET INDICATIONS recueillies soit dans des auteurs autres que ceux déjà nommés, soit chez les meilleurs praticiens des fabriques. Rapport des deux roues comme 3 à 2, — comme 4 à 3, etc. Rapport entre le rayon de la roue d'impulsion et celui du doigt de levée comme 4 à 3, — comme 5 à 3, etc.

Grosseur du rouleau prise sur le diamètre de la grande roue, le 1/16^{me}, le 1/12^{me}, etc. (Ce douzième équivaut à environ 2/5^{mes} de la distance de deux pointes, et le seizième à un peu plus de 2/7^{mes} de cette distance.)

Grosseur du rouleau prise sur les pointes des dents, 1/4 de l'écartement de ces pointes.

Ouverture de l'encoche du rouleau, 30°, plus 10° pour l'arrondissage des bords.

Le point zéro du spiral doit correspondre au milieu de la petite levée.

Enfin, un auteur moderne dit dans un de ses ouvrages que, selon quelques horlogers, la grosseur du rouleau doit être le douzième de l'intervalle entre deux pointes des dents de la roue de repos. Il y a ici évidemment une erreur typographique, car

avec cette mesure, la grosseur du rouleau serait réduite à n'être que celle d'un pivot ordinaire, ce qui évidemment ne peut pas être.

Grosseur du rouleau mesuré sur la distance de deux dents.

Tavan.	environ 1/5	Maximum 2/5. — Minimum 1/5.
Jurgensen.	2/6 ou 1/3	
Moinet.	un peu plus de 2/7	
M. Wagner.	2/7	
Praticiens réputés	2/8 ou. 1/4	
	2/5	

Longueur du doigt de levée.

Jurgensen, 9 divisé par le nombre des dents de la roue, du diamètre de la roue d'échappement. — Moinet, 3/8mes de la distance des centres pour 15 dents. — M. Wagner, 5/8mes du diamètre de la petite roue pour 12 dents. — Indications de fabriques, 3/4, — 3/5mes.

Proportion entre le diamètre des roues.

Selon Jurgensen, Moinet, M. Wagner.	comme 3 à 2.
Selon des faiseurs d'échappements réputés.	comme 4 à 3.

Pénétration de la dent dans l'encoche.

Elle doit produire une petite levée de 50°, environ, selon Tavan. — De 20° selon Jurgensen. — De 20° à 30° selon Moinet. — De 50° selon M. Wagner.

Position de la dent d'impulsion.

Selon Jurgensen, Moinet, au milieu entre les deux grandes dents. — Selon d'autres, un peu plus à droite. — Selon d'autres encore, un peu vers la gauche.

Les auteurs et les praticiens, comme on le voit, ne sont pas

plus d'accord sur les proportions à donner à cet échappement qu'ils ne le sont sur celles des échappements à roue de rencontre et à cylindre. Ainsi, nous voyons que pour la grosseur du rouleau, comme pour la hauteur de l'incliné de la roue de cylindre, ils varient du simple au double, et que les autres dimensions sont à l'avenant. Comment serait-il possible qu'un horloger pût avoir une idée juste et précise de l'échappement Duplex en rencontrant de semblables contradictions chez les artistes qui se sont le plus occupés de ce mécanisme? Cependant plusieurs de ces contradictions ne sont qu'apparentes, ainsi qu'on en sera convaincu après la lecture du chapitre suivant.

CHAPITRE II.

PRINCIPES DE L'ÉCHAPPEMENT DUPLEX.

Grosseur du rouleau.

248. En examinant deux montres à échappement Duplex parfaitement semblables l'une à l'autre, sauf que le rouleau de l'une est très petit et le rouleau de la seconde un peu gros, on remarque d'abord qu'avec le petit rouleau le balancier est plus libre, l'arc de vibration plus étendu. Ce qui doit être, puisque les frottements sont moindres, le levier de résistance plus court et que le recul est d'autant plus petit que la coche est plus étroite.

Cette différence dans la manière dont se comportent les deux échappements avait à une certaine époque accrédité l'opinion : *qu'il faut tenir le rouleau aussi petit que possible ;* et cette mesure, qui n'en est pas une puisqu'elle n'assigne pas de limites précises, a longtemps égaré les horlogers.

249. Voici quels sont les inconvénients qui résultent d'un rouleau très petit :

1° Il est d'une exécution difficile et d'une grande fragilité.

2° A moins d'un balancier lourd il rend l'échappement plus sujet à laisser passer deux dents coup sur coup par l'effet des secousses, et surtout quand le porteur de la montre va à cheval. Un balancier lourd, comme on sait, ajoute aux chances de rupture de l'axe et de ses pivots.

3° La tige qui traverse ce rouleau devient très mince, ce qui rend encore plus fragile un axe qui l'est déjà trop. En outre, comme le Duplex exige de la hauteur et une force motrice assez considérable, cette tige, par suite de sa faiblesse, est alors susceptible d'une certaine flexion qui, si elle ne fait pas fendre le rouleau, rend l'axe sujet à un ébranlement vibratoire, nuisible au réglage et propre seulement à faire détacher des parcelles de gomme-laque.

4° Le moindre défaut de régularité dans les dentures des roues sera sensible sur l'échappement; et l'on sait combien il est difficile d'obtenir une roue Duplex dont la division soit exacte.

5° Pour ne pas courir le risque de couper le rouleau, on est obligé de faire l'encoche peu profonde; aussi la plus petite malpropreté introduite dans cette encoche, l'épaississement de l'huile même, suffit pour gêner les pointes des dents et pour changer le réglage.

6° Les angles de cette encoche doivent rester presque *vifs*. S'ils étaient abattus un peu fortement, ils laisseraient échapper la dent trop tôt.

7° Les pivots doivent avoir très peu de jeu dans leurs trous; autrement le plus petit changement dans la position des mobiles en fera un considérable dans la levée, etc. Il n'est pas nécessaire de faire voir combien, avec des trous justes, l'épaississement de l'huile apportera de gêne et de perturbation dans la marche des pièces.

8° La pénétration de la grande dent dans l'encoche étant estimée au douzième du diamètre du rouleau, quoiqu'elle soit moindre, il s'ensuit que cette pénétration sera dans un rouleau de 1/6^{me} plus petite que la vingt-quatrième partie de la gros-

seur du rouleau de 1/3 : quantité tellement microscopique qu'on peut être certain qu'un défaut de rondeur au rouleau, une faible usure aux pointes des dents, etc., fera manquer l'échappement.

9° Pour parer aux inconvénients qui naissent du trop peu de pénétration si l'on rapproche les mobiles, afin d'enfoncer la dent plus avant, en outre de la difficulté qu'offre le peu de profondeur de l'encoche, on augmente le défaut de l'arrêt-au-doigt. Si une dent pénètre d'une même longueur de sa pointe dans deux rouleaux, l'un de 2/6^{mes} et l'autre de 1/6^{me}, cette dent produit une *petite levée* plus grande de près du tiers sur le petit rouleau : il faut alors que le balancier parcoure un arc plus étendu pour arriver au dégagement.

En somme, quand le rouleau est très petit, les fonctions doivent s'accomplir avec une précision mathématique qu'il est bien difficile d'obtenir et qu'il est impossible d'assurer.

250. Aujourd'hui les praticiens capables, et qu'une longue expérience a instruits, sont d'accord pour reconnaître que la grosseur d'un rouleau a pour dernière limite un diamètre égalant les 2/8^{mes} ou, ce qui est la même chose, le 1/4 de la distance de deux pointes. Et encore n'admettent-ils cette grosseur que dans les montres de moindres dimensions. Quant aux montres grandes et hautes, pour empêcher la flexion ou vibration de l'axe, ils ont reconnu que le rouleau devait avoir pour diamètre les 2/6^{mes} (1/3) de la distance de deux pointes. On rencontre des montres anglaises où cette grosseur est portée à 2/5^{mes}, ce qui est trop ; car il faut remarquer que le repos est d'autant moins assuré que le rouleau est plus gros : tout arc de cercle se redressant de plus en plus à mesure qu'il est tracé par un plus grand rayon.

La grosseur moyenne du rouleau doit être ainsi une quantité intermédiaire entre 2/8^{mes} et 2/6^{mes} ; c'est-à-dire qu'elle doit être de 2/7^{mes} (*fig.* 19, *pl.* III), grosseur qui convient en effet à la plupart des bonnes montres françaises : car c'est le lieu de remarquer que l'échappement Duplex, à qui une bonne force motrice et de la hauteur sont nécessaires, doit être appliqué préférablement aux montres moyennes. La force lui fait défaut

dans celles qui sont petites ou plates; tandis que dans les grandes et hautes montres, celles anglaises par exemple, le poids déjà considérable des organes et l'excès de force motrice rendent plus sensible le défaut du repos loin de la tangente et amènent la prompte usure des pivots.

Il faut se souvenir ici de la remarque qui a déjà été faite ailleurs : que l'on ne peut donner un chiffre unique pour les dimensions que doivent avoir certains organes des échappements; ce chiffre devant être en rapport avec des quantités qui varient d'une montre à l'autre, telles que le poids, la vitesse, les résistances, la force motrice, etc.; mais qu'en assignant les limites, en plus et en moins, entre lesquelles on trouve toujours un terme moyen approprié, il est facile, avec un peu d'expérience et d'étude, de découvrir les proportions propres à faire atteindre sûrement au but.

Grande levée. — Longueur du doigt.

251. La longueur qu'il faut donner au doigt n'est pas une quantité arbitraire, mais une quantité précise déterminée par la grandeur de la roue d'impulsion et par le nombre des dents de cette roue. On conçoit, sans peine, qu'on pourra tenir ce levier d'autant plus long que l'écartement des dents sera plus grand; ainsi que le fait voir la *fig.* 20, *pl.* III.

Il en résulte que la levée sur le doigt sera d'autant plus considérable que la roue d'échappement aura moins de dents.

En supposant immobiles les deux centres F et N (*fig.* 21, *pl.* III), si l'on fait varier à volonté la grandeur de la roue d'impulsion et qu'on lui donne pour rayon d'abord FD, puis la moitié de FD ou FO, l'écartement des dents sera réduit de moitié dans ce dernier cas; puisque l'arc ADB est double de l'arc COH (les lettres A, B, H, C, représentent les quatre dents). En outre on remarquera que les deux cercles AXB, CZH, décrits par l'extrémité des doigts de levée, n'anticipent pas sur le champ de chaque roue d'une égale quantité; puisque l'intervalle XD est au moins quatre fois plus grand que l'intervalle OZ; et que.

pareillement, les deux arcs de levée sont fort inégaux. La levée du petit bras étant enfermée dans l'angle ANB, tandis que celle du grand bras est bornée à l'angle CNH : angle de levée qu'il est impossible d'augmenter si l'on ne veut voir le bras s'accrocher aux dents.

252. Cet exemple nous démontre :

1° Qu'on ne peut augmenter la *grande levée* de l'échappement à volonté, mais que cette levée croît en raison inverse de la longueur du doigt; c'est-à-dire qu'elle devient de plus en plus considérable à mesure qu'on diminue ce doigt et qu'on agrandit la petite roue proportionnellement;

2° Que plus une roue d'impulsion est grande et le doigt petit, et plus la pénétration ou l'engrenage entre la dent et le doigt est profond et par conséquent assuré; tandis que le contraire a lieu quand c'est la roue qui diminue et que le doigt augmente.

Tout horloger apercevra au premier coup d'œil les inconvénients de ces extrêmes, et le raisonnement lui révélera qu'entre une levée trop courte, où la dent ne fait presque qu'effleurer le doigt, et une levée trop grande, qui oblige à faire parcourir un arc considérable au balancier pour obtenir le dégagement, le mieux se trouve dans un terme moyen que l'expérience fait découvrir. Elle enseigne, en effet, que ce terme moyen est enfermé dans un angle de levée de 30 à 45 degrés. La longueur du doigt ne peut ainsi être déterminée que lorsque l'on a fixé le chiffre de la levée, le nombre des dents de la roue et même la grosseur du rouleau. Car si l'on conserve la même *petite levée* avec un rouleau plus petit, en outre du rapprochement obligé des centres, les deux dents d'impulsion I et H (*fig.* 22, *pl.* III) se trouvant un peu plus loin de la ligne des centres EB, l'une (H) pendant le repos, l'autre (I) à la fin de la petite levée, il faut nécessairement toucher un peu au doigt.

Nous dirons, par anticipation, qu'avec une *grande levée* de 35° environ, un rouleau de $2/7^{mes}$ et une roue de 15 dents, la longueur du doigt, à compter du centre de l'axe, est de un peu plus des $3/8^{mes}$ du rayon de la grande roue.

Proportion entre les diamètres de deux roues.

253. Voici à peu près en quels termes les premiers horlogers qui se sont occupés de cet échappement ont essayé d'en établir les principes : « La mécanique nous apprend que pour vaincre une résistance quelconque au moyen d'un bras de levier, on a d'autant plus de force que la puissance est appliquée à l'extrémité d'un bras plus long. (Voir dans l'introduction à l'étude des engrenages l'article des *leviers*.) En d'autres termes, quand un bras de levier agit sur un autre bras de levier, la puissance est à la résistance en raison inverse de la longueur des bras.

« Or, si l'on remarque que le doigt d'échappement n'est autre chose qu'un bras (le levier de résistance ou levier passif) sur lequel le rayon de la roue agit comme levier de puissance (levier actif), il est clair qu'on doit déduire du principe posé qu'il faut donner au doigt la plus grande longueur possible et diminuer proportionnellement la roue d'impulsion; en sorte que, si l'on prend pour terme de comparaison la grandeur de la roue de repos, la différence entre les diamètres des deux roues soit aussi grande qu'il se peut. »

254. Cette conclusion, tout aussi vague que celle dont on cherchait à déduire la grosseur du rouleau (**248**), ne fait pas même pressentir les conditions compliquées auxquelles la solution du problème que nous abordons est attachée.

Lorsque l'on veut étudier les effets des organes d'un échappement, leviers ou plans inclinés, il ne faut pas commettre la faute de ne le considérer qu'à l'instant du départ, de la mise en train du balancier, fraction imperceptible dans la longue durée de l'action et pendant laquelle fraction les vitesses, les quantités de mouvement sont à peu près nulles. On doit voir cet échappement, si l'on peut parler ainsi, dans le plein exercice de ses fonctions, c'est-à-dire *battant* le nombre de vibrations qu'il peut accomplir dans une heure; 18,000 par exemple.

255. Ceci admis, si l'on considère un levier de puissance double d'abord, puis réduit de moitié, et le contraire pour le levier de résistance, on conçoit qu'avec le levier *actif* raccourci de moitié, l'extrémité de ce levier est douée d'une puissance double, mais que cette extrémité parcourt un espace moitié plus petit. La conséquence, c'est que le levier *passif* n'est poussé qu'à la moitié de son premier parcours dans le même temps qu'auparavant; d'où il s'ensuit que dans le premier cas (celui du levier de puissance double) le levier de résistance est poussé par une force comme 1, dans un temps comme 2; tandis que dans le deuxième cas (celui du levier de puissance simple) le levier de résistance est poussé par une force motrice comme 2, dans un temps comme 1.

La puissance de l'impulsion sur le doigt n'étant autre chose que le produit de la force dont la roue est animée, multipliée par sa vitesse, il est clair que les résultats s'équilibreraient dans les deux cas, et la conclusion qu'on en peut tirer, c'est qu'il paraît indifférent, au premier coup d'œil, de faire croître ou décroître l'un des leviers si l'autre suit en raison inverse.

256. Cette déduction, qui semble rationnelle, conduit cependant très loin de la vérité. La question n'étant pas une question simple, mais composée, il faut avant de conclure tenir compte des trois observations capitales que voici (nous supposons toujours, quand nous parlons du doigt plus long ou plus court, que le rayon de la roue a suivi en rapport inverse) :

La *première*, que la vitesse angulaire de la roue, par rapport à la vitesse du balancier, augmente à mesure que l'on allonge le doigt (1).

(1) Si l'on suppose le rayon du doigt égal à BC (*fig.* 15, *pl.* IV), celui de la roue double en longueur et égal à AC et l'angle DBC de 40°, on voit que lorsque le balancier aura parcouru l'angle DBC, la roue aura décrit l'angle HAC. Le rayon du doigt étant moitié de celui de la roue, il s'ensuit que l'angle HAC est moitié de l'angle DBC, c'est-à-dire de 20°. Par conséquent le balancier ira deux fois plus vite que la roue.

Si les rayons du doigt et de la roue, BM et AM, sont égaux, l'angle BAM étant alors de 40° comme l'angle ABM, la roue et le balancier marcheront d'une égale vitesse.

On voit, par ces exemples, que la vitesse de la roue augmente et se rapproche de celle du balancier à mesure que l'on fait la roue plus petite et le doigt plus grand.

La *deuxième*, que la durée de l'action de la dent sur le doigt est d'autant plus réduite que ce dernier est plus long (**252** - 1°).

La *troisième*, que la pénétration, ou, si l'on veut, la quantité dont les leviers sont en prise, augmente en proportion du raccourcissement du doigt (**252** - 2°).

257. Les inévitables conséquences de ces remarques sont les suivantes : *avec le doigt très long*, en outre que les effets s'accomplissent peu sûrement, la dent échappe au doigt presque aussitôt l'*entrée en prise*. La levée n'est qu'une chute un peu prolongée. La force communiquée au balancier est presque nulle, parce que la roue, allant aussi vite que ce balancier, ne se sert de son excès de vitesse que pour augmenter la puissance du choc de repos ; choc d'autant plus nuisible qu'il se fait à frottement rentrant. La force *retardatrice* est dominante et l'on voit, tout d'abord, que pour augmenter la force *accélératrice* aux dépens de l'autre, il ne faudra que raccourcir le doigt. Il semble ainsi qu'il suffirait, pour augmenter la force de l'impulsion de faire ce doigt de plus en plus court. Ce qui est vrai, mais seulement entre deux limites. Lorsque *le doigt est devenu très court*, la roue marchant moins vite que le balancier, la chute est beaucoup amortie, mais cet avantage est peu considérable ici en regard des inconvénients : car, en outre que la moindre vitesse de la roue est cause qu'elle ne fait, pour ainsi dire, que suivre le doigt au lieu de le presser activement, une grande partie de l'action de la dent sur le doigt se fait alors selon une direction très oblique à la ligne des centres. Il en résulte qu'une grande portion de la force arrivée à l'échappement lui est plus nuisible qu'utile ; parce que, par sa décomposition, elle est perdue pour l'entretien du mouvement et absorbée par des frottements plus considérables. (Voir l'introduction à l'*Étude des engrenages*.)

258. On voit nettement qu'il doit y avoir un milieu, en rapport principalement avec la force motrice, où les avantages et les inconvénients du trop et du trop peu, c'est-à-dire, où les forces *accélératrice* et *retardatrice* se balanceront, se feront mutuellement équilibre et, par conséquent, la prépondérance de

l'une d'elles ne troublera pas les facultés du régulateur et n'aura pas d'influence nuisible sur la puissance réglante.

Ce milieu, que l'expérience a fait connaître, fixe, dans les montres de bonne hauteur, la grandeur minimum du rayon de la roue d'impulsion aux deux tiers, plutôt légèrement plus, de celui de la grande roue.

Avec cette dimension, si le reste de l'échappement est convenablement disposé, on obtient les avantages suivants :

1° La pénétration de la dent sur la face du doigt est assez profonde pour que le jeu de ces deux pièces soit parfaitement sûr.

2° Le contact du doigt et de la dent se prolonge pendant un arc d'au moins 30 degrés, arc qui constitue la *grande levée* de l'échappement, et l'expérience a démontré que cette grande levée suffit à l'échappement Duplex quand il est établi dans de bonnes conditions de hauteur (**18**).

3° L'action de la dent s'éloigne peu de la ligne des centres et d'une perpendiculaire à cette ligne; ce qui est avantageux (**52** et **55** - 1°).

4° Le mouvement de la roue retardant déjà sensiblement sur celui du balancier, la chute a bien moins d'énergie que si cette roue tournait d'un mouvement accéléré comme ce balancier.

---

259. La dernière limite pour la grandeur du doigt étant fixée par une levée de 30 degrés pour les montres d'une suffisante épaisseur, on comprend, d'après tout ce qui précède, que dans une montre dont la force motrice est faible il faut augmenter la levée de quelques degrés. Le balancier, naturellement plus léger, offrant par suite de sa *masse* moins forte une plus grande facilité à être mis en mouvement; mais, possédant par la même raison une moindre faculté à persévérer dans le mouvement acquis (**149**), il faut que l'impulsion, qui lui communique ce mouvement, soit plus longue ou répétée plus souvent (**151** - **152**). On comprendra cela d'autant mieux que l'on

remarquera que la roue Duplex, qui est lourde, devenant de plus en plus paresseuse à se mouvoir à mesure que la force motrice est plus faible, l'action de cette roue sera de moins en moins efficace au commencement de la levée.

260. En conséquence, dans les montres plates, ou dans celles dont la force motrice est peu considérable, on peut augmenter la grande levée. En poussant le diamètre de la roue d'impulsion aux 3/4 de celui de la grande roue, on arrive à une levée d'environ 45 degrés : mais avec ce chiffre de levée si le balancier est un peu lourd et la force motrice faible, les inconvénients du doigt trop court se révèlent promptement; si, au contraire, le balancier est un peu léger et la force motrice considérable, on rencontre l'écueil des vibrations trop étendues, ce qui ne vaut pas mieux.

En résumé, et sauf les cas obligés, moins on pourra s'éloigner de 40° de levée comme terme de la grandeur de la petite roue et mieux cela vaudra.

Position de la dent d'impulsion.

261. La place que la dent d'impulsion doit occuper entre les deux grandes dents ne peut pas être choisie à volonté ; cette dent doit toujours être placée au milieu entre les deux longues dents de la roue de repos.

En effet, pendant la vibration muette le doigt effleure la dent d'impulsion de droite (H, *fig.* 22, *pl.* III), tandis que dans son retour il effleure celle de gauche (I), mais seulement vers la fin de la petite levée; c'est-à-dire quand la roue s'est avancée de l'arc AC. Il est clair, si l'on suppose la roue arrêtée au milieu de sa levée, que la pointe A sera sur la ligne EB et que le doigt passera à une égale distance de la dent H et de la dent I. L'intervalle OH doit donc être égal à OI; mais OI est la même chose que HD, si les divisions de la roue sont exactes, ce qui doit être. OH égale ainsi HD; et, par suite, le point H occupe le milieu entre les deux lignes OA et DK.

Petite levée. — Pénétration de la dent dans le rouleau.

262. Entre autres contradictions, beaucoup d'auteurs et de praticiens fixent la pénétration de la dent de repos au sixième du diamètre du rouleau, tandis qu'ils font varier la *petite levée* du simple au double. Il est impossible de concilier ces mesures, puisque toute augmentation dans la petite levée correspond toujours à un plus grand enfoncement de la dent vers le centre du rouleau et *vice versa*.

Avec une petite levée de 30° la pénétration ne va pas au sixième et cette pénétration paraît si peu de chose, en petit surtout, qu'on devrait craindre que la fonction de la dent au repos ne fût nullement assurée, si l'on ne savait que ce n'est pas ordinairement par là que manquent la plupart des échappements Duplex.

Ceux qui ont donné pour mesure de la pénétration une petite levée de 50° n'ont pas fait attention que l'arrondissage, souvent très prononcé, des bords de l'encoche, fait perdre un certain nombre de degrés sur cette levée, et que, pour l'amener au chiffre donné, il faut toujours rapprocher les mobiles un peu plus que le dessin ne l'indique. En réalité, dans la pratique, la dent pénètre toujours dans l'encoche d'une quantité plus grande que celle donnée par la plupart des dessins d'échappement.

L'expérience ayant démontré qu'une petite levée de 30°, au maximum, suffit pour assurer la fonction du repos, il est inutile de pousser cette levée au-delà, puisqu'on ne fait, en agissant ainsi, qu'augmenter la difficulté de l'arrêt-au-doigt (**249** - 9°).

De la coche du rouleau.

263. La coche du rouleau ne doit avoir que la largeur nécessaire au jeu libre de la dent durant toute l'action de la petite levée. Quelle que soit la position de cette dent, à son passage, un léger *ébat* lui est toujours nécessaire. Il n'est guère possible de donner un chiffre précis pour la grandeur de cette

ouverture, puisque cette grandeur est dépendante de la pénétration et de la forme et de l'épaisseur des dents; deux dernières choses qui varient souvent d'une roue à l'autre, selon que l'on a jugé nécessaire d'après le métal adopté : laiton, acier ou métal anglais, de laisser ces dents plus ou moins épaisses des pointes et suivant qu'on peut craindre pour elles l'écrasement, l'usure ou la torsion.

Les bords ou lèvres de la coche ne doivent être que très finement arrondis et surtout bien polis ainsi que la surface du rouleau.

Quelques auteurs prétendent qu'il faut donner à l'ouverture de la coche 30° et 10° aux deux arrondis des lèvres, et ils admettent en même temps une petite levée de 20°. D'autres auteurs ont cru rencontrer là une erreur, parce que l'angle de l'ouverture CD (*fig.* 23, *pl.* III) étant plus grand que l'angle de levée AB, la dent, selon ces derniers, passera devant l'encoche sans toucher au rouleau.

On trouvera dans l'article qui enseigne à dessiner un échappement Duplex le moyen de déterminer la grandeur ou largeur de l'encoche.

De la première chute.

264. La chute entre la petite et la grande levée doit être, suivant des auteurs et des praticiens, de 4 degrés; suivant d'autres de 10°; différence de plus de moitié. Les premiers, connaissant les inconvénients des chutes, ont sans doute cru bien faire en restreignant l'étendue de celle-ci le plus possible. Mais ici le cas est tout différent du cas ordinaire, car il faut remarquer qu'avec 4° de chute, le doigt ayant à peine pénétré sur le champ de la roue, l'entrée en prise est peu sûre et, de plus, la dent attaque ce doigt par l'angle et à frottement rentrant.

Les 10° de chute atténuent considérablement ces deux défauts et font commencer l'action plus près de la ligne des centres et d'une perpendiculaire à cette ligne; avantages réels et qui compensent largement le petit défaut d'une chute un peu plus forte.

Quelques praticiens font attaquer le doigt sur la ligne des centres et prétendent n'en avoir éprouvé aucun désagrément; mais dans ce cas, en outre de l'ébranlement produit par un choc très fort, la grande levée se trouve réduite de moitié.

RÉSUMÉ.

265. Grosseur du rouleau : — les 2/7mes de la distance de deux pointes.

Diamètre de la roue d'impulsion : — les 2/3 de celui de la grande roue, ou plutôt un peu plus.

Grande levée : — entre 30° et 35°.

Petite levée : — entre 20° et 30°.

Chute entre les deux levées : — 10°.

Largeur de la coche : — seulement celle suffisante au passage de la dent.

Longueur du doigt, à compter du centre de l'axe : — un peu plus de 3/8mes du rayon de la grande roue.

Il est mieux, soit qu'on fasse le doigt tout en acier, soit qu'on le garnisse d'une palette de laiton pour servir de modèle au pierriste, de tenir ce doigt légèrement plus long, quitte à le raccourcir un peu au besoin et vérification faite de l'échappement sur le compas et en place.

Ces dimensions sont celles qui conviennent aux montres françaises, assez hautes et de grandeur moyenne pour homme. On les appliquera également aux grandes et hautes montres, sauf à porter la grosseur du rouleau à 1/3.

Quant aux montres dont la force motrice est faible et par suite le balancier peu puissant (les montres plates entre autres), on réduira le rouleau à 1/4 et l'on portera le diamètre de la roue d'impulsion des 2/3 aux 3/4 de celui de la roue de repos, c'est-à-dire de plus en plus à mesure que l'on voudra se rapprocher d'une grande levée de 45°.

DESSINER L'ÉCHAPPEMENT.

266. Pour bien comprendre les effets et la marche des organes d'un échappement, pour en trouver les proportions exactes, un des meilleurs moyens consiste à le dessiner au préalable en grand et dans toutes ses positions.

Voici comment on pourra s'y prendre pour tracer le dessin d'un échappement Duplex, ayant, par supposition : une roue de 10 millimètres de diamètre et portant 15 dents ; — un rouleau de $2/7^{mes}$; — une grande levée de 35° ; — une petite levée de 30°. (On portera sur le dessin cette levée à 40°, afin de parer aux 10° perdus ordinairement par l'arrondissage des lèvres.)

Le diamètre de la roue étant connu, on amplifie cette quantité vingt, trente, quarante fois, etc., ce qui procure un dessin dont chaque partie en la réduisant au vingtième, au trentième ou au quarantième, etc., donne les proportions vraies de l'échappement.

Dix millimètres multipliés par le nombre trente donnent 300 millimètres ou 30 centimètres pour le diamètre cherché de la roue, et 150 millimètres ou 15 centimètres pour le rayon.

Sur un fort papier à dessin assujéti sur une planchette disposée à cet effet, on tire la ligne des centres AG (*fig.* 1, *pl.* IV).

Avec une ouverture de compas égale à 15 centimètres et du point A pour centre, on trace la grandeur de la roue ou l'arc de cercle KEHL.

Toute circonférence étant de 360 degrés, en divisant ce dernier nombre par celui des dents de la roue (15), le résultat donne l'écartement des dents de cette roue (24°).

Au moyen du *rapporteur* d'un étui de mathématiques (voir l'appendice), on forme l'angle EAH de 24 degrés et de sorte que la ligne des centres le partageant bien par son milieu, on ait l'angle EAO égal à l'angle OAH (1).

(1) Comme on le sent aisément, l'emploi du rapporteur ne peut donner que des résultats approchés, à moins que les dimensions de ce rapporteur et celles du dessin ne

La longueur EH représentant l'intervalle d'une pointe de dent à la suivante, on divise cette longueur (soit au compas, soit au rapporteur) en 6, 7 ou 8 parties, selon que l'on veut un rouleau de 1/3, 2/7^{mes} ou 1/4. Ici c'est en 7 parties qu'il faut la diviser, puisque le rouleau cherché doit être de 2/7^{mes}.

Avec une ouverture de compas embrassant une de ces parties, on décrit à part, sur un mince carton, du bristol par exemple, la grosseur du rouleau (*fig.* 2, *pl.* IV). Sur le cercle, on forme l'angle *abc* de 40° et partagé à son milieu par la ligne *xz*. Puis on découpe circulairement, en suivant le trait noir, ce rouleau que l'on reporte au haut de la fig. 1, entre B et G. On le fait glisser en descendant, et en ayant le soin que sa ligne *xz* corresponde parfaitement à la ligne GA, jusqu'à ce que les deux extrémités *a* et *c* de l'angle *abc* (*fig.* 2) soient arrivées sur la circonférence de la roue (KEHL). On marque alors avec une fine pointe d'épingle ou de compas le centre du rouleau B et les deux points D et C, correspondant exactement aux deux points *a* et *c* du rouleau découpé qui devient inutile et que l'on enlève.

Du centre B (*fig.* 1), on trace le contour du rouleau, et l'on tire les deux lignes BDU, BCF. Si l'on a opéré avec attention, l'angle UBF doit être égal à 40°, et la circonférence du rouleau ainsi que les deux lignes BU, BF, doivent couper la circonférence de la roue aux mêmes points (D et C) (1).

Par ces points D et C, si on mène du centre de la roue les

soient très grandes. Les amateurs de précision, qui ne sont pas familiarisés avec les calculs trigonométriques, pourront néanmoins se servir avec avantage, pour le tracé de leurs angles, de la *Goniométrie* de Francœur, petite brochure d'une vingtaine de pages, et que l'on trouve dans les principales librairies.

(1) La plupart des dessinateurs d'échappements s'y prennent d'une autre manière pour déterminer le centre du rouleau. Ils portent à part, sur une ligne droite, la distance d'une pointe à l'autre (*fig.* 3, *pl.* IV), et divisent cette distance en 6, 7 ou 8 parties égales; puis subdivisent l'une de ces parties en 6 autres, et, comme la dent est censée pénétrer de 1/6^{me} sur le rayon du rouleau, 5 de ces dernières parties leur donnent la longueur BO (*fig.* 1) ou le centre du rouleau. Cette méthode, en outre de la difficulté de faire exactes les divisions de l'échelle, donne une *petite levée* invariable et qui ne peut être au-dessous de 50°.

lignes AD, AC, on aura l'angle DAC, c'est-à-dire la quantité précise dont la roue avance pendant toute la *petite levée*.

La largeur de la coche du rouleau occupe sur le dessin vingt degrés environ, il suffit d'un coup d'œil pour être convaincu qu'elle offre au-delà des sûretés exigées, même en rapprochant un peu les centres des mobiles. On ne devra porter cette ouverture à 30° que dans les échappements dont la petite levée dépassera 50°.

Actuellement on connaît donc : — les *points* de *plantage* ou les centres de la roue et du rouleau, — la grandeur de la roue, — la grosseur du rouleau et la largeur de son encoche, — l'angle de la *petite levée*, — l'angle ou le chemin parcouru par la roue pendant toute la petite levée.

Et il reste à déterminer :

L'angle de la *grande levée*, — la longueur du doigt et sa position, — la grandeur de la petite roue et la place de ses dents, — les positions qu'occuperont les grandes dents de la roue de repos.

Le point de repos sur le rouleau se trouvant en D, la ligne DA donne la place de la grande dent Y. On tire les deux lignes AK et AL formant avec la ligne AD deux angles de 24° chacun. Puisque ce chiffre représente l'écartement des dents entre elles, les grandes dents seront placées sur ces trois lignes AK, AD, AL. On les tracera plus tard.

La dent d'impulsion devant occuper le milieu entre deux pointes des grandes dents, on tire les deux lignes A*f* et A*g*, partageant en deux parties égales les angles KAD, DAL. Elles serviront à déterminer plus tard la position de deux dents d'impulsion, puisque ces dents ne peuvent être placées ailleurs que sur ces deux lignes.

Du centre du rouleau on trace les lignes BM et BN formant entre elles un angle de 35° (grande levée), angle que la ligne des centres doit partager en deux parties bien égales; ainsi l'angle ABM sera de 17° 1/2.

Le point V où les deux lignes BM et A*g* se rencontrent

donne : 1° la position de la dent d'impulsion ; 2° la grandeur du doigt ; 3° la grandeur de la petite roue.

Avec une ouverture de compas égale à BV, et du centre du rouleau, on trace la circonférence qui limite la longueur du doigt (QPV). Avec une autre ouverture de compas égale à AV, on décrit du point A pour centre la grandeur de la petite roue (RSVT).

On passe à l'encre les grandes dents X, Y, Z ; puis on dessine également au trait noir les petites dents V et R.

On mesure la distance IJ, c'est-à-dire l'écartement des deux lignes DA, CA. Cette distance sert à déterminer l'éloignement de V à T et de R à S. Puisque c'est de cette quantité dont la roue s'avancera pendant la petite levée, les deux dents d'impulsion vers la fin de cette levée se trouveront en S et T. On les représente au pointillé.

On marque le point P, en observant de laisser à l'arc SP une valeur de 10°. Puis, avec une ouverture de compas égale à l'arc *s'Pv'*, c'est-à-dire à l'arc de la *petite levée* (40°), on détermine du point P pris pour centre le point Q, qui donne la position du doigt au commencement de la petite levée.

L'échappement est alors dessiné dans toutes ses proportions.

En effet, si l'on suppose cet échappement en marche, on voit que pendant le repos au point D, le doigt, accomplissant sa vibration *muette*, passera en effleurant la dent V ; puis, au retour, ce doigt, se trouvant en Q quand commencera la petite levée, parcourra durant cette petite levée de 40° l'arc QP, également de 40°.

Pendant ce parcours, le doigt, marchant plus vite que la dent R, passera devant elle avec un petit *jour* de sûreté, et c'est seulement quand il arrivera en P que cette dent se trouvera en S.

La pointe de la grande dent Y se trouvant alors en C s'échappera du rouleau, et la dent d'impulsion S tombera, par une chute de 10°, sur le doigt (représenté au pointillé), et, le poussant de toute la longueur de l'arc PV, produira ainsi la grande levée, qui se terminera par le repos de la dent X contre le rouleau.

Remarques.

La grande levée n'est que de 25° en réalité, puisque les 10° de la chute sont pris sur l'arc SPV. Si l'on voulait que l'action de la dent sur le doigt ait lieu pendant un arc de 30°, il faudrait ajouter à ces 30° de la grande levée les 10° de la chute, ce qui porterait l'angle NBM à 40° comme celui de la petite levée.

La chute elle-même n'est pas ici tout-à-fait de 10°. L'arrondissement de l'angle de l'encoche lui fait perdre quelque chose. Nous n'avons pas tenu compte de cette différence pour ne pas compliquer l'opération.

On sent aisément que le dessin ne peut donner exactement ni les *jeux* ni les *jours* de sûreté. Ces quantités microscopiques ne peuvent être bien déterminées que par la vérification de l'échappement sur le compas-aux-engrenages.

CHAPITRE III.

DÉTAILS PRATIQUES ET D'EXÉCUTION.

De la roue.

267. La roue se fait en acier ou en laiton. La roue d'acier, par suite de la grande rigidité de ce métal, s'obtient plus facilement juste ; mais elle a contre elle que le frottement d'acier contre rubis, lorsque l'huile s'est desséchée ou décomposée, donne naissance à un oxyde qui, sous la pression d'un frottement rentrant aussi âpre que l'est celui du repos de cet échappement, détériore non-seulement les pointes des dents, mais même le rubis du rouleau, qui se dépolit et finit par se *piquer* : accident

qui n'est pas très rare dans les montres anglaises où la force motrice est surabondante.

Si la roue de laiton ne présente pas cet inconvénient, elle en offre un autre presque aussi grave, et qui consiste dans la difficulté de la tailler. Le laiton sous les chocs et les pressions du fendage accomplit toujours un travail moléculaire qui le déforme. Aussi est-il très difficile de tailler avec précision des dents délicates comme le sont celles d'une grande roue Duplex.

Les meilleures roues qu'on ait faites jusqu'à présent sont venues d'Angleterre. Leur exécution est très belle, mais les procédés et les outils en usage pour les confectionner sont tenus secrets par les ouvriers en la possession desquels ils se trouvent. La composition métallique de ces roues est un alliage offrant toutes les qualités du laiton bien écroui et possédant, de plus que lui, la faculté de résister sans déformation au travail du fendage. On le désigne en France sous le nom de *laiton anglais*.

Les dents de la grande roue doivent être minces et dégagées (**23**-2°). Ces dents peuvent être taillées droites ou en étoile, mais il est mieux de les incliner un peu en arrière, ou, faute de cette disposition, de former les pointes d'un côté en petit plan incliné, frottant au rouleau. Cette précaution adoucit le recul de la dent à chaque retour du balancier.

Les dents de la couronne doivent être triangulaires, et avoir leur face inclinée en avant, comme on le voit fig. 1, pl. IV. Elles doivent présenter exactement la forme de la denture dite *à rochet*.

La méthode, dont les Anglais se trouvent bien, d'employer dans la plupart de leurs échappements des roues petites et des balanciers puissants un peu grands et à longues vibrations, est moins applicable aux échappements à cylindre et Duplex qu'aux autres. Dans le premier, une petite roue procure un petit cylindre; on en sait les inconvénients. Quant au Duplex, où les vibrations doivent être plutôt rapides que longues, il vaut mieux que sa roue soit un peu grande que trop petite. Le frottement du repos en sera plus doux, et l'écartement des dents d'im-

pulsion étant plus grand, la fonction du doigt sera beaucoup mieux assurée.

La grandeur de la roue est donnée par la seconde moyenne (ancienne roue de champ), sauf le *jour* de sûreté entre les pointes des dents de repos et le pignon de cette seconde moyenne.

La roue Duplex, par suite de sa forme et de sa double rangée de dents, présentant un poids assez considérable, il est bon de la faire rouler entre des contre-pivots pour diminuer le frottement.

Il est indifférent quand la roue est en acier qu'elle soit trempée ou non.

Le repos du rouleau et son encoche doivent être fortement garnis d'huile. On en met légèrement aux pointes des grandes dents. Il en faut aussi aux dents d'impulsion et au doigt lorsqu'ils sont en acier. Avec la palette en rubis et la roue d'acier l'huile est encore nécessaire. On peut s'en passer avec la palette en pierre et la roue en laiton, quoique quelques artistes prétendent qu'il est utile de graisser d'huile et légèrement la palette du doigt.

La roue en laiton anglais et le doigt simplement d'acier se conservent bien en fonctionnant sans huile. On a même remarqué que la présence de celle-ci occasionne le prompt dépolissage du doigt.

Faire une roue.

268. Pour faire une roue Duplex, à défaut d'outil spécial, il faut être pourvu d'un excellent outil à fendre parfaitement juste dans toutes ses parties; car, nous le répétons, une roue Duplex offre des difficultés réelles dans l'opération du fendage, et l'horloger peu expérimenté dans ce genre de travail réussira difficilement de prime-abord.

Les faiseurs de fabriques ont un outillage particulier, parfaitement agencé pour tous les cas; et, en outre de leurs procédés perfectionnés de travail qu'ils cachent avec soin, ils ont encore l'immense supériorité que donne une longue routine. On com-

prend sans peine que nous ne pouvons indiquer ici que les moyens d'exécution que tout horloger peut toujours avoir à sa portée.

L'acier destiné à la roue doit avoir été préparé comme il a été indiqué pour la roue de cylindre (**219**).

Si la roue Duplex doit être en laiton, ce laiton, de premier choix, sera amené par un écrouissage fait avec le plus grand soin à une épaisseur peu différente de celle de la roue terminée. Que la roue soit en laiton ou en acier, il faut toujours, lorsqu'on la tourne, n'employer que des burins coupant avec netteté et sans qu'il soit nécessaire d'appuyer fortement.

Sur une petite plaque de laiton bien redressée et adoucie, on trace un cercle donnant la grandeur totale de la roue de repos, puis deux autres cercles intérieurs indiquant la grandeur et l'épaisseur du champ de la roue d'impulsion (*fig.* 4, *pl.* IV).

La roue tournée de grandeur, et plate de chaque côté, on lève la retranche au-dessus des grandes dents et l'on creuse l'intérieur sur un petit tour à burin fixe, bien disposé, ou, à son défaut, sur le tour ordinaire et avec le burin-à-crochet.

Tout horloger appréciera très facilement à la simple vue la hauteur nécessaire aux dents d'impulsion, et l'épaisseur à laisser à la roue, qu'il faut légère et cependant solide.

La roue tournée carrément de grandeur et de hauteur dans tous les sens, et après avoir été croisée à trois rayons et adoucie dessus et dessous, se fixe solidement à la gomme-laque sur le tasseau de l'outil à fendre. Ce tasseau porte ordinairement au centre une tige qui doit tourner parfaitement *rond en place* et sur laquelle le trou de la roue doit s'ajuster avec assez de facilité, mais sans jeu.

La fraise à tailler les dents ne doit pas avoir pour épaisseur toute la largeur du vide d'une dent à l'autre; il serait impossible de tailler une roue avec justesse en se servant d'une pareille fraise. Son épaisseur doit dépasser de peu le tiers d'un vide entre deux dents; et la matière qui garnit primitivement ce vide s'enlève par trois opérations successives, ce qui nécessite trois

tours de plate-forme pour tailler les dents de la roue de repos, et autant pour tailler celles de la roue d'impulsion.

Il y a avantage à former d'abord le côté incliné des grandes dents, inclinaison qu'on obtient en mettant la fraise un peu de côté (*fig.* 5, *pl.* IV). Le premier tour de la plate-forme accompli, on ramène cette fraise en face du centre, et l'on fait marcher la plate-forme par l'alidade de façon à placer la fraise et la roue dans la position indiquée par la fig. 6; puis on taille le milieu des vides. Le deuxième tour de plate-forme terminé, on enlève dans le troisième la matière laissée de trop sur la face droite de la dent que l'on amène à la position convenable en faisant marcher l'écrou de l'alidade (*fig.* 7).

Les faces droites et celles inclinées des dents d'impulsion se découpent par les mêmes procédés.

La roue enlevée du tasseau, on ôte les bavures faites par le taillage, on arrondit les angles et l'on polit, avec soin, les pointes des grandes dents et les faces des petites dents.

L'angle des petites dents doit être très net et très franc, quoique finement arrondi. Il en est de même des pointes des longues dents qui doivent être minces, mais non tranchantes. On arrondit légèrement ces grandes dents sur leurs faces de côté.

Les faiseurs d'échappements enlèvent les traits laissés par la taille, en polissant à la meule, chargée de rouge, les faces des dents et le champ de la roue entre les vides, sur un outil spécial et dont la petite plate-forme portant la roue se meut en va-et-vient selon la longueur d'un vide.

A défaut d'outil approprié, cette opération, qui n'exige que des soins et de la délicatesse, peut se faire à la main.

269. Remarques. — Pour 15 dents, la roue peut être fendue sur le nombre 90, c'est-à-dire de six en six points, en sautant un point à chaque tour complet de la plate-forme. Quand la fraise, après le troisième tour de la plate-forme, aura taillé les faces des grandes dents qui visent au centre de la roue, il suffira de placer la pointe de l'alidade au troisième point en avant pour que cette fraise soit justement en position de tailler la face droite

des dents d'impulsion, c'est-à-dire que cette face occupera exactement le milieu entre les faces droites des grandes dents.

Les dents de la roue se découpent soit au *couteau*, soit avec une simple fraise circulaire, taillée seulement par devant et *tranchant vif*. Il faut n'enlever que peu de matière à la fois. Le couteau ne produit une coupure franche qu'avec un outil très solide et quand le mouvement de rotation de l'arbre, qui porte ce couteau, a une grande rapidité. On se sert quelquefois d'une fraise semblable à celle représentée fig. 8 (*pl.* IV). Cette fraise, qui participe du couteau et de la fraise ordinaire, doit être bien trempée et polie sur ses faces tranchantes. Des faiseurs suisses emploient une fraise analogue, sauf que l'arrière des couteaux n'est pas arrondi (*a n o r*) et que souvent le trou du centre est excentrisé.

Tous les outils doivent être éprouvés sur une roue d'essai, qui sert également à déterminer les positions successives de la fraise. Afin de retrouver ces positions, on les marque par des entailles sur une règle de laiton entrant juste entre les deux bras du char qui porte l'arbre et sa fraise.

On peut, quand la roue n'est pas en acier, la faire soutenir par un disque de laiton.

Des pivots et des trous.

270. Il est très essentiel que les pivots de l'échappement Duplex roulent tous dans des trous en pierre qui rendent invariable la position des organes ; l'intérieur de ces trous doit être poli au plus haut degré : la pression sur l'axe étant considérable, ces pivots sont fortement poussés contre les parois de ces trous, et si ces parois sont mal polies, elles endommagent tôt ou tard les pivots.

C'est pour une raison analogue qu'il faut à ces trous des *réservoirs* plutôt profonds que larges, le petit *jour* imperceptible entre la pierre et le contre-pivot, la surface de la pierre formée, du côté convenable, en *goutte de suif* prononcée. Enfin, on emploiera tous les moyens qui, d'après l'expérience, sont propres

à assurer l'abondance et la conservation de l'huile aux frottements des pivots (**23**).

Il est surtout très important que ces pivots soient durs, bien polis et ronds. L'axe du Duplex supportant un balancier plus lourd que celui de l'échappement à cylindre, il est bon, si l'on veut avoir des pivots fins et cependant solides, de faire ces pivots selon la forme de celui représenté fig. 9, pl. IV, et de leur donner assez de longueur pour que l'huile ne soit pas attirée vers le corps de l'axe.

La plupart des pivots de cette forme que l'on rencontre dans les montres sont mal faits, souvent trop courts, et, à de rares exceptions près, ou trop coniques ou en *tête*. D'où il résulte qu'en renversant la montre l'échappement ne se trouve plus dans les mêmes conditions qu'auparavant.

Toute la partie du pivot destinée à jouer dans le trou doit être parfaitement cylindrique.

Le pivot véritablement conique, dit aussi *pivot anglais*, et qui facilite singulièrement le réglage du *plat* au *pendu*, est peu applicable aux échappements Duplex français, la faiblesse de la plupart de nos boîtes de montres ne permettant pas de ne laisser à l'axe qu'un imperceptible jeu en hauteur, comme cela se pratique dans les montres anglaises, et comme cela est d'une absolue nécessité avec le pivot conique.

Le *jeu* des pivots dans leurs trous doit être le *dixième* du diamètre de ce trou. On remarquera sans doute combien cette somme de jeu est différente de celle indiquée comme nécessaire aux pivots d'un cylindre (**190**). Cette différence est rationnelle et s'explique très bien : l'empiétement des organes les uns sur les autres, ou, si l'on veut, la pénétration des levées est si peu considérable que le moindre changement dans les centres de rotation est sensible sur la marche de l'échappement Duplex. En outre, son balancier étant déjà un peu pesant, et comme ce balancier reçoit l'impulsion de la force motrice dans d'excellentes conditions, l'épaississement de l'huile avec le temps a sur lui bien moins d'influence qu'elle n'en pourrait avoir sur un échappement à cylindre. On doit comprendre maintenant pourquoi il

faut réduire à la moindre quantité possible le jeu des pivots de l'échappement Duplex.

Du spiral.

271. On lit dans le *Traité d'horlogerie* de M. Moinet : « L'échappement Duplex permet déjà le spiral isochrone et le balancier compensateur. »

Il est vrai que cet échappement peut supporter ces additions, mais elles ajoutent si peu à sa régularité et augmentent tellement son prix et la difficulté du réglage, qui doit être confié alors aux mains exercées des régleurs de chronomètres nautiques, qu'on peut regarder ces deux accessoires comme inutiles et même nuisibles, tant il est rare que ces deux pièces justifient les promesses de leurs titres. D'ailleurs, on sait combien l'isochronisme d'un spiral est facilement troublé quand les frottements sont considérables, et que le spiral isochrone ne donne de résultats certains qu'avec les échappements libres.

En règle générale, les échappements où une sorte de compensation naturelle est établie par les frottements ne doivent pas avoir le spiral trop long ; il subit à un degré moindre les effets de dilatation et de rétraction par le chaud et le froid.

Un spiral de dix tours et quelquefois moins est celui qu'on pourra choisir ; car il est bon de remarquer que si le spiral très long était une nécessité à l'époque où l'on faisait décrire de très grandes oscillations à l'échappement Duplex, il n'en est plus de même aujourd'hui.

Il est très essentiel que ce spiral soit d'égale force partout, qu'il ait les spires convenablement espacées, la courbure de l'extrémité intérieure sans coudes et formée en courbe adoucie, afin qu'il s'ouvre et se ferme selon une progression régulière. L'étude attentive et l'expérience peuvent seules faire comprendre à l'horloger toute l'influence de cette courbe sur le développement hardi et régulier du spiral en mouvement. Plus un spiral sera éloigné de satisfaire aux conditions ci-dessus, moins il aura de

vie, en terme d'atelier, et moins il sera propre à procurer un réglage sûr.

Du balancier.

272. Le balancier compensateur, ainsi qu'on vient de le voir, ne doit pas être employé avec cet échappement.

Avec un balancier léger, le Duplex ne règle jamais bien ; avec un balancier trop lourd, en outre que la flexion ou vibration de l'axe est augmentée, ainsi que les chances de rupture, on tombe dans la nécessité d'employer une force motrice considérable. Le milieu entre ces deux extrêmes est d'autant plus difficile à découvrir que l'on remarque une augmentation sensible dans l'étendue des vibrations d'un balancier trop lourd quand on en diminue le poids, et cela entre des limites assez éloignées. Cette observation pratique avait conduit à conclure que le balancier procurant les plus grandes oscillations devait être préféré, puisque, tout en compensant par une plus grande vitesse l'affaiblissement du poids, il diminuait les causes de destruction ; mais le système des grandes oscillations, longtemps en faveur, et qui paraît avoir été basé sur la remarque précédente, a été abandonné principalement par les Anglais, qui emploient beaucoup l'échappement Duplex, parce que l'expérience leur a démontré que les grandes oscillations, surtout quand le balancier est plutôt léger que lourd, ont pour résultat, par les secousses, de faire passer deux dents coup sur coup, et cela pendant plusieurs vibrations de suite ; tandis qu'avec le balancier lourd et la vibration restreinte cet effet ne se produit pas, ou bien il cesse aussitôt que commencé. Ce qui se conçoit, puisque l'on sait que le mouvement des corps lourds ne peut pas être modifié avec la même facilité que celui des corps légers.

Ce qu'on vient de voir suffit pour justifier le système anglais, qui a tant *intrigué* les ouvriers français et suisses, grands amateurs des *belles marches*, c'est-à-dire de l'horlogerie faite en vue de plaire à l'œil et non de donner l'heure exactement.

On comprend qu'il n'est guère possible de donner un chiffre

précis quant au poids du balancier, et que ce poids ne peut être déterminé que par l'expérience, c'est-à-dire par l'observation, la comparaison attentive et raisonnée selon les principes de l'introduction (**25** à **41**) des montres bien réglées. Voici cependant un moyen pratique qu'on peut employer pour connaître le poids qu'il convient de donner au balancier d'une montre neuve, ou établie sur un nouveau modèle, et pour laquelle on manque d'objets de comparaison.

On ajuste à frottement dur sur l'axe plusieurs balanciers de même grandeur, mais de poids différents, et de sorte que le plus léger d'entre eux soit cependant un peu plus lourd qu'il ne conviendrait pour un échappement à cylindre; puis, la montre étant réglée avec chacun de ces balanciers, on la soumet successivement à l'épreuve du *porter* et des fortes agitations, comme seraient celles provenant du mouvement du cheval. Celui de ces balanciers avec lequel la différence, dans un temps donné, serait la moindre doit être choisi comme possédant les proportions convenables à toutes les montres établies d'après le même calibre.

Il peut arriver que ce balancier, se trouvant un peu pesant, rende l'échappement plus difficile à régler du plat au pendu, ce qui nécessite la mise hors d'équilibre de ce balancier : opération que les Anglais pratiquent fréquemment dans celles de leurs montres dépourvues de pivots coniques à l'axe du rouleau, parce qu'ils savent qu'il faut à tout prix atténuer l'effet des fortes secousses sur les vibrations ; résultat qui ne peut être obtenu dans leurs pièces qu'avec un balancier un peu lourd.

On trouvera dans le chapitre des causes d'arrêts et variations (**275**) le moyen de s'assurer qu'un balancier n'est pas trop lourd par rapport à la force motrice. Mais il faudra se souvenir qu'un balancier peut être trop lourd pour une force motrice trop faible, et en même temps trop léger par rapport aux résistances de l'échappement, ou, en d'autres termes, pour le réglage. Lorsque ce cas se présente, il n'y a de remède que dans l'augmentation de la *masse* du balancier et proportionnellement de la force motrice.

La grandeur du balancier ne doit pas dépasser deux fois le

diamètre de la roue d'échappement. Et il y a souvent avantage à tenir ce balancier légèrement plus lourd, et à ne porter son diamètre qu'à deux fois moins 1/10me de celui de la roue. On fait battre 18,000 vibrations à l'échappement Duplex.

Vérifications de l'échappement sur le compas.

273. L'axe du rouleau étant armé d'une aiguille, ou index destiné à indiquer les degrés de la levée, on met son échappement au compas-d'engrenage dont une des broches doit être pourvue d'un appareil comme celui représenté fig. 7, pl. III, avec cette seule différence que la graduation doit aller jusqu'à 80 degrés.

On ferme doucement le compas, un doigt de la main conduisant le rouleau et un autre la roue, jusqu'à ce qu'une des grandes dents fasse *repos*, ou augmente la pénétration de ce repos, qui n'a de limite que la précaution de laisser assez de *jour* de sûreté entre l'extrémité du doigt d'échappement et la dent d'impulsion devant laquelle il passe.

On vérifie la *petite levée* en conduisant le rouleau par l'index jusqu'au point où la grande dent s'échappe de l'encoche. Le degré indiqué par l'index étant noté, on ramène, après le décrochement de la grande levée, le rouleau en arrière jusqu'à ce que la dent suivante tombe dans la coche. L'intervalle compris entre cette dernière chute et le point noté précédemment doit être de 20° au moins.

Pour vérifier la première chute, on opère de même, c'est-à-dire qu'à l'instant où la grande dent s'échappe de la coche, et que la dent d'impulsion vient s'appuyer sur le doigt ou levier, on ramène ce levier en arrière jusqu'à ce que cette dent d'impulsion lui échappe. L'aiguille doit parcourir 10 degrés pendant ce mouvement rétrograde.

Le levier étant ajusté à frottement sur l'axe, se ramène facilement à la position qu'il doit occuper pour recevoir sûrement et avec les 10° de chute le choc de la dent d'impulsion.

On remet l'échappement en marche pour s'assurer que la

dent d'impulsion agit sur le levier pendant au moins 25° au minimum et 35° au maximum, suivant l'échappement, car on sait que le chiffre de cette levée (chute comprise) varie entre 35 et 45°, et qu'il dépend du plus ou moins de différence entre les diamètres des roues de repos et d'impulsion.

La deuxième chute, celle qui termine la *grande levée*, ne doit être que de la quantité nécessaire à la sûreté du jeu des pièces.

Si cette deuxième chute est trop grande, cela provient d'un des trois défauts suivants : dents d'impulsion mal placées, doigt trop court, pénétration de la *petite levée* insuffisante.

Si la *petite levée* n'est pas assez considérable, c'est que le doigt est trop long ; ce qui empêche de rapprocher l'échappement.

Si cette *petite levée* est trop grande, c'est que le doigt a été trop raccourci, ou par maladresse ou par nécessité ; ce dernier cas se présente quand les dents d'impulsion sont mal placées.

Pour une *grande levée* trop considérable, défaut qui provient d'une roue d'impulsion trop grande, il n'y a de remède qu'en remplaçant la roue ; car si on veut diminuer cette levée en éloignant les centres, on donne naissance à de très grandes chutes.

Pour une *grande levée* trop courte, on diminue les dents, en *frisant* la roue, et l'on rapproche les centres (**252**-1°).

On s'assure en *forçant* un peu l'échappement que la pointe des dents ne touche pas au fond de la coche, et que cette pointe conserve une suffisante liberté ; c'est-à-dire qu'on peut lui procurer un petit *ébat* ou vacillement à tous les points de son passage dans cette coche.

Le levier doit passer devant la dent V (*fig.* 1, *pl.* IV) avec un *jour* de sûreté suffisant pour éloigner toute crainte que ce levier n'effleure ou n'accroche cette dent dans un changement de position de la montre, et par l'effet du rapprochement des centres de la quantité de jeu que les pivots ont dans leurs trous.

La même vérification est nécessaire à l'égard de la dent R, parce que cette dent et le levier, se rapprochant insensiblement, passent très près l'un devant l'autre vers la fin de la petite levée.

C'est pour avoir un petit surcroît de sûreté à l'instant du croisement de ces deux pièces que quelques praticiens, au lieu de placer la dent d'impulsion au milieu entre les deux grandes, la mettent un peu de côté vers la gauche. Il est mieux de lui conserver sa place au milieu.

Les corrections nécessaires étant faites et la vérification étant terminée, on plante son échappement comme on le ferait pour un engrenage ordinaire.

Vérification de l'échappement en place.

274. Si les points de levée ne sont pas marqués sur la platine, on en marque deux embrassant un arc de 60°, divisé de 10° en 10°. Le repère du balancier doit, quand se termine la grande levée, se trouver en face du dernier des points marqués sur la platine.

Après s'être bien assuré à la loupe que la pénétration sur le doigt est assez grande, que les pièces qui ne doivent pas se toucher ont entre elles des jours suffisants, on fait la vérification ainsi qu'il a été indiqué à l'article précédent. On peut, au besoin, quand l'échappement a donné de bons résultats jusque-là, se contenter de faire de la manière suivante cette vérification.

Les pointes des dents et le rouleau étant nettoyés, ainsi que les pivots, et les trous légèrement garnis d'huile, on remet l'échappement en place, mais sans spiral; puis, le ressort de la montre étant armé, on conduit le balancier avec une pointe de fusin jusque vers le milieu de la petite levée, où on l'abandonne à lui-même. Ce balancier fait alors un certain nombre de tours sans s'arrêter et pendant lesquels on suit attentivement la marche de la roue, qui doit être régulière et sans soubresauts inattendus. La montre étant placée à l'oreille et dans différentes positions, si deux dents ne passent pas coup sur coup, si les chutes sont bien

égales, si le bruit de la marche est uniforme et sans *ferraillements*, etc., c'est l'indice que les fonctions de l'échappement s'accomplissent avec une sûreté suffisante.

Pour le réglage du *plat* au *pendu*, on se conformera aux instructions données aux art. **198, 199.**

Le renversement n'est pas à craindre avec l'échappement Duplex; mais dans le dessein sans doute de le préserver du *galop* (voir les causes d'arrêts), on le munissait autrefois d'une goupille de renversement mobile. Cet appareil offrant des inconvénients a été supprimé depuis.

CHAPITRE IV.

DES CAUSES DES ARRÊTS ET DES VARIATIONS DE L'ÉCHAPPEMENT DUPLEX.

De l'arrêt-au-doigt.

275. L'arrêt-au-doigt dans l'échappement Duplex tient à une cause permanente et non accidentelle; mais si l'on ne peut le faire disparaître tout-à-fait, on peut du moins en réduire l'inconvénient de beaucoup.

Un balancier trop lourd, une coche trop étroite, et dont les angles *grattent*, un spiral mal placé, et surtout une *petite levée* trop grande, et qui oblige à faire parcourir au balancier un arc

très étendu pour arriver au dégagement, sont autant de défauts qui augmentent la force de l'arrêt-au-doigt.

La montre étant nettoyée et remontée, on reconnaît que le balancier n'est pas trop lourd par la foce motrice quand, en le conduisant avec une pointe de fusin jusqu'à la première chute, il repart seul en enlevant la pointe qui lui fait obstacle (**272**, avant dernier paragraphe).

Si les dents ont un jeu suffisant dans la coche, si les angles et les surfaces en contact sont nettes et bien polies, si le spiral est disposé de façon à ce que, lorsque la montre ne marche pas, la coche du rouleau soit bien en face du centre de la roue, si la petite levée est enfermée entre 20° et 25° (ou 30° au plus), l'échappement sera très sensible, et il suffira presque toujours du simple ébranlement causé à la montre par l'action du remontage pour déterminer la mise en train ou le départ du balancier.

Une augmentation dans la petite levée procure une légère diminution dans le frottement du repos, et par conséquent un peu plus d'étendue dans l'arc total de vibration; avantage insignifiant si l'on considère qu'avec une petite levée de 60°, il faut déjà de rapides et surtout de très grandes vibrations pour éviter que l'arrêt-au-doigt ne se produise par les secousses, même dans la poche du porteur de la montre. Et nous allons voir bientôt l'inconvénient qui résulte des grandes vibrations.

Un échappement qui prend le galop.

276. Un grand défaut de l'échappement, c'est lorsqu'il est sujet, sous l'influence des secousses du *porter*, à laisser passer deux dents coup sur coup : effet que l'on exprime en disant que l'échappement prend le *galop*. Ce galop est produit par un trop rapide accroissement dans la vitesse et l'étendue des vibrations. La montre avance alors prodigieusement. Si l'on agite une montre par un mouvement circulaire en la tenant à l'oreille, il est très facile de lui faire prendre le galop et d'entendre le double coup distinctement. Le galop se conserve quelquefois plusieurs secondes après la secousse qui l'a produit.

Ce défaut a sa source dans l'une des causes suivantes : vibrations trop étendues ou en nombre insuffisant par heure, levées trop considérables, force motrice en excès, enfin, balancier qui n'est pas assez lourd. Ce cas est le plus fréquent. Avec un balancier lourd, un échappement peut bien prendre le galop, mais il le perd presque tout de suite.

Les Anglais ont prévenu ce défaut en faisant leur rouleau plus gros, leur balancier plus lourd, et en restreignant l'étendue de la vibration. Ils ont ainsi compensé une perte de vitesse par une augmentation de poids. (Introduction. — Quantité de mouvement.)

L'axe du balancier brisé.

277. Il n'est pas d'horloger qui ne sache refaire un axe brisé. On prend les hauteurs sur l'ancien, ou, à son défaut, comme il a été enseigné pour le cylindre (**232**). La petite règle de laiton tenue debout sur le rubis du char, on pousse contre elle une grande dent de la roue ; dent qu'on a préalablement garnie de rouge. On encoche ensuite sa règle (*fig.* 10, *pl.* IV) d'une entaille représentant la hauteur du rouleau, mais après avoir formé le petit bec qui, quand la règle est tenue debout sur le rubis, doit se présenter contre la dent d'impulsion exactement comme le fera plus tard le doigt de levée.

La distance intérieure entre le rubis du char et celui du coq étant mesurée, on l'indique sur la petite règle par le trait *b*. Il suffira d'ajouter à chaque extrémité de la longueur *ab* l'épaisseur du rubis du coq et de celui du char pour avoir la longueur totale de l'axe tout pivoté.

La hauteur où sera placé le balancier se trouve par les moyens connus, et n'offre aucune difficulté. Il en est de même du pivotage (**239**).

La partie de l'arbre où s'ajuste le doigt de levée doit dépasser en grosseur celle du rouleau, afin que ce dernier ne coure aucun risque chaque fois qu'on enlèvera ou remettra le doigt.

La tige traversant le rouleau a pour grosseur maximum la

moitié de celle de ce rouleau. Il est bien entendu que lorsque le rouleau est donné d'avance, c'est la largeur de son trou qui fixe la grosseur de la tige.

Un doigt trop long, — trop court, — trop entaillé.

278. Le doigt trop long n'offre pas de sûreté suffisante contre le raccrochement. Il est facile de le raccourcir s'il est en acier. S'il est garni d'un rubis et qu'on ne puisse faire user celui-ci par un pierriste, on enfonce un peu la coche dans laquelle ce rubis est logé.

Le doigt trop court, s'il est d'acier, doit être refait; s'il est garni d'une pierre, il suffit de faire avancer un peu celle-ci.

Le doigt entaillé plus que le centre, comme celui que représente la fig. 11, pl. IV, rend l'action de l'entrée en prise très oblique, et donne naissance à un frottement rentrant considérable.

L'angle du doigt, très net et finement arrondi, ne doit pas gratter sur l'ongle.

Il faut un jour de sûreté suffisant entre le champ, les grandes dents de la roue et le dessous du doigt. L'ajustement de cette dernière pièce sur l'axe se fait toujours à frottement dur. Elle ne doit jamais bouger en place.

Il est utile de faire aux côtés opposés du canon ou virole du doigt deux encoches demi-rondes, qui permettront de saisir ce canon avec des pinces à couper non tranchantes, quand on voudra faire tourner le doigt sur son axe. L'emploi des brucelles pour cette opération fait courir le danger d'égriser l'angle du rubis, et même de briser l'axe si l'on vient à échapper le doigt.

Un rouleau fendu ou brisé.

279. Il n'est pas rare de rencontrer des rouleaux fendus imperceptiblement, et qui ne sont pas une cause d'arrêt, mais de variations perpétuelles.

Le rouleau doit toujours être en pierre dure. Dans les cas

obligés, c'est-à-dire lorsqu'il y a impossibilité absolue de remplacer un rouleau brisé par un de même matière, on peut le refaire en acier trempé à l'opium ou au mercure, et poli avec le plus grand soin. Mais, comme le remarque M. Moinet, l'emploi du rubis est toujours plus sûr.

Quand on remplace un rouleau, il est bon de le faire en laiton pour essai et comme modèle à donner au pierriste.

Coche trop large. — Lèvres trop arrondies. — Coche étroite.

280. Une coche trop large ou des lèvres trop arrondies procurent un grand recul, font perdre de la levée, et courir le risque de laisser passer quelques dents inégales. Ces défauts obligent ainsi à augmenter la petite levée.

L'arrondissage trop prononcé de la lèvre d'entrée augmente le recul. Le même vice à la lèvre de sortie est cause que parfois la pointe de la dent tombe sur cet arrondi et rentre dans la coche à frottement rentrant; effet très pernicieux.

Avec la coche étroite, il suffit d'une malpropreté qui se glisse dedans, ou même du simple épaississement de l'huile pour *dérégler* la montre, et la faire arrêter.

Une roue dont la division est inexacte.

281. Avec une roue mal ronde, ou divisée inégalement, le point de repos change à chaque instant. Il en est de même de la force des chutes et des impulsions, et de la grandeur des *levées*. Sur les dents trop courtes, la petite levée n'offre pas de sécurité, et la dent a un frottement excessif, parce qu'il se fait presque sur la ligne des centres. Sur les dents plus longues, on a trop de petite levée, et par conséquent une plus grande facilité pour produire l'arrêt-au-doigt.

Les dents d'impulsion inégalement espacées font perdre une partie de la grande levée : l'on se trouve dans la nécessité d'employer un doigt plus court qu'il ne conviendrait avec une roue

divisée exactement. Aussi faut-il vérifier chaque roue dent par dent.

Le remède à ces défauts est tout entier dans un changement de la roue ; mais s'il y avait nécessité absolue de la conserver, il faudrait *friser* les grandes dents, de façon à mettre la roue ronde, et à diminuer assez le diamètre de cette grande roue par rapport à la petite roue, pour qu'en replantant l'échappement le jeu de la grande levée fût complétement assuré, et que cette grande levée eût une étendue suffisante (**256**).

Les dents d'impulsion mal placées.

282. Quand la dent d'impulsion n'est pas au milieu entre les deux grandes, le doigt passant trop près d'une des dents de la couronne, et trop loin de l'autre, il en résulte que ce doigt est toujours trop court, et il arrive assez fréquemment qu'on ne peut pas obtenir une grande levée suffisante.

Autrefois, quand l'échappement portait deux roues sur le même axe, il était toujours facile, en faisant tourner un peu à gauche ou à droite l'une de ces roues, de placer les dents à leur vraie position ; mais aujourd'hui avec la roue unique, si les petites dents ne sont pas à leur place, on n'a d'autre ressource que de courber les longues dents, de façon à ce que celles d'impulsion occupent le milieu entre les deux pointes. Voici comment on peut faire cette opération, qui est délicate et même dangereuse.

Au centre d'une plaque circulaire de trois à quatre centimètres de grandeur (*fig.* 12, *pl.* IV), on a réservé une saillie ou *portée* sur laquelle la roue se fixe solidement, comme sur un tasseau. Les grandes dents débordent tout entières la portée. Le reste de la plaque étant rayé en quinze ou trente divisions, c'est-à-dire sur un chiffre multiple de celui des dents de la roue, il est facile, au moyen d'un poinçon percé que l'on chausse sur chaque dent, de les courber toutes de la même quantité, puisque la division de la plaque sert de guide pour incliner le poinçon du même nombre de degrés, et aussi pour vérifier si les pointes courbées correspondent aux points convenables.

Puis on *frise* et on *justifie* la roue avec tous les soins et la délicatesse possibles.

Trop ou trop peu de petite levée.

283. Avec une petite levée trop courte, en outre que les effets ne sont pas sûrs, le repos se faisant trop près de la ligne des centres (**55**-2°) produit un frottement rentrant excessif.

Si toutes les autres fonctions s'accomplissent sûrement et selon les principes, au lieu de rapprocher les centres en replantant l'échappement, il suffit de remplacer le rouleau par un autre un peu plus gros ; et l'inverse (si l'on ne *frise* pas la roue) pour une petite levée trop grande ; car avec un excès de petite levée, l'arrêt-au-doigt se produisant avec beaucoup de facilité, il suffit parfois d'une seule secousse pour occasionner l'arrêt de la montre.

Les faiseurs d'échappements suisses corrigent les défauts provenant d'une légère différence dans la position des points de plantage, quand l'échappement est en *place*, en changeant le rouleau. Opération qui, pour eux, est facile à pratiquer, puisqu'ils sont toujours pourvus de rouleaux faits à l'avance, et dont les grosseurs, un peu différentes, correspondent à des numéros connus.

Trop de grande levée ou trop peu.

284. Nous savons qu'une grande levée trop faible est un défaut qui provient d'une roue d'impulsion trop petite, ou du trop grand éloignement des centres, ou d'un doigt trop court.

Nous savons également qu'une grande levée trop considérable est le résultat d'une roue d'impulsion trop grande, ou d'un échappement dont les centres sont trop rapprochés, ce qui procure en même temps un excès de petite levée.

Une montre ne se règle pas avec une grande levée trop faible.

Une grande levée trop considérable est une cause d'arrêt ou de galop : d'arrêt, si la force motrice est faible ; de galop, si cette force est abondante.

Dans le premier cas, il faut vérifier les engrenages et changer le ressort de barillet; dans le second, il faut, au contraire, diminuer la force motrice, ou plutôt remplacer le balancier par un plus lourd; car, dans l'un et l'autre cas, si l'on raccourcit le doigt on aura de grandes chutes, et si l'on éloigne les centres on se verra dans la nécessité de refaire le doigt, devenu trop court.

On ne peut guère ici que signaler les défauts et laisser à l'intelligence de l'ouvrier à découvrir et à appliquer le meilleur moyen de correction, en lui rappelant seulement, qu'à quelques exceptions près, le contact du doigt et de la dent pendant 30° au minimum est celui qui satisfait le plus généralement aux exigences de la pratique.

Le dernier engrenage mauvais.

285. L'engrenage du pignon d'échappement doit être fait avec un soin tout particulier; son influence sur le réglage est grande. Malheureusement ce pignon portant presque toujours six ailes, et les *planteurs* des échappements des fabriques étant pour la plupart très ignorants en fait d'engrenages, il en résulte que celui en question est presque toujours le plus mauvais de tous ceux d'une montre.

Les soins avec lesquels le dernier engrenage doit être fait devraient être pris également pour tous les autres; car il n'est pas sans exemple qu'un échappement Duplex n'ait pu se régler par le seul fait d'un engrenage trop faible dans le rouage, et quoique cet engrenage, doux au toucher, ne fût pas une cause d'arrêt.

---

286. Les autres causes principales des arrêts et des variations de l'échappement Duplex sont :

UNE ROUE MAL PLANTÉE. Elle pourra frotter sous le passage du pont et à la roue dernière moyenne. Si elle penche de côté, ses grandes dents se présentant en biais dans la coche feront l'effet de dents trop épaisses et pourront être gênées. Ce dernier cas

peut provenir aussi de ce que les faces des dents ne sont pas taillées perpendiculairement, c'est-à-dire selon une ligne verticale au plan de la roue (*fig.* 13, *pl.* IV).

DES DENTS TROP ÉPAISSES OU D'INÉGALES ÉPAISSEURS, etc.

DES DENTS D'IMPULSION QUI NE SONT PAS TAILLÉES CARRÉMENT PAR DEVANT. Le *jour* de sûreté, entre le doigt et la dent, pourra varier de largeur par les changements de position de la montre, et surtout si les jeux en hauteur sont un peu plus grands (*fig.* 14, *pl.* IV).

DES POINTES DE DENTS TOUCHANT au tampon par en bas, ou au doigt par en haut.

DES DENTS D'IMPULSION QUI SE DÉTRUISENT SUR LEUR FACE FROTTANTE, ET LE DOIGT DE LEVÉE PIQUÉ OU DÉPOLI AU POINT DE PERCUSSION. Ce cas, peu rare avec le doigt d'acier, se présente aussi, mais plus rarement, avec la palette en pierre.

UN ROULEAU NE TOURNANT PAS ROND, ce qui est le fait d'un rouleau mal fait ou mal gommé. Le point de repos change continuellement et la roue a un mouvement d'avance et de recul perpétuel. On peut avoir sur un point les défauts du rouleau trop petit, et sur un autre point ceux du rouleau trop gros.

Si la petite levée ne se fait pas sûrement, parce que le rouleau tient du petit, on peut, en le chauffant, porter en avant le plus possible le côté de la coche, ou faire le contraire pour une petite levée trop grande; mais ces moyens sont au nombre de ceux qu'il ne faut employer qu'au pis aller.

UN ROULEAU MAL POLI, ou PIQUÉ par des dents d'acier, ou ÉGRISÉ, surtout aux lèvres. Il faut toujours, après le nettoyage, l'examiner attentivement à la loupe forte.

LE ROULEAU OU LA PALETTE DU DOIGT MAL COLLÉ et bougeant en place.

DES PIERRES VACILLANT DANS LEURS SERTISSURES.

LE TAMPON DÉCOLLÉ.

LA PRÉSENCE DE PARCELLES DE GOMME-LAQUE soit dans la fente du rouleau, soit aux pointes des dents.

DES TROUS GRANDS, — DES TROUS TROP JUSTES.

UN JEU TROP CONSIDÉRABLE EN HAUTEUR à la roue et à l'axe du balancier, et surtout avec les *pivots coniques*.

DES GOUPILLES DE RAQUETTE QUI REMUENT SOUS LA PRESSION DU SPIRAL. Cette cause de variation, commune à tous les échappements, a été oubliée en traitant de celui à cylindre, etc., etc.

Plusieurs causes d'arrêts et de variations ayant été signalées dans le cours des trois chapitres précédents, nous avons négligé de les répéter ici. D'autres étant communes à tous les échappements, il suffira, pour compléter cet article, de relever les cas applicables au Duplex dans le chapitre V de l'échappement à cylindre.

---

287. Nous terminerons ce qui concerne l'échappement Duplex par les quelques observations qui suivent.

La plupart des faiseurs suisses tiennent leur tige de rouleau très forte, et par conséquent l'écorce de ce rouleau, qui devient très mince, est complétement divisée par la coche. Ils prétendent qu'il n'en résulte pas un plus grand nombre d'accidents : la forte épaisseur de la tige compensant largement un peu plus de fragilité au rouleau.

A une certaine époque, les Anglais donnaient à leur roue d'impulsion les 2/3 de la grande roue. Cette grande roue portait 13 dents, et l'échappement battait 14,400 vibrations. Le balancier, qui marchait lentement, étant pourvu d'un spiral plus faible que celui nécessaire à 18,000 vibrations, prenait le galop avec une grande facilité.

On devine qu'en augmentant le nombre, et, par suite, la rapidité des vibrations, on pourrait d'autant mieux éviter les inconvénients ci-dessus qu'il faudrait alors employer un spiral plus énergique, et en conséquence moins soumis à l'influence du balancier. L'expérience confirme ce raisonnement, et des mon-

tres à échappements Duplex, battant 21,600, ont donné l'heure avec une parfaite régularité, quoique les porteurs de ces montres allassent fréquemment à cheval. L'usure des parties frottantes n'était pas plus rapide qu'à 18,000 vibrations (**37**).

Sous le climat brumeux de l'Angleterre, le Duplex réussit mieux que tout autre échappement. S'il est pourvu de pivots coniques très fins, qui demandent fort peu d'huile, il soutient une marche de beaucoup plus longue durée que les échappements à cylindre et à ancre.

Nous avons dit plus haut (**275**), en parlant de l'arrêt-au-doigt, qu'il fallait, quand le balancier était maintenu au repos du spiral, que la coche du rouleau visât au centre de la roue. On peut encore disposer l'échappement de façon à ce que, lorsqu'il est immobile au repos du spiral, la pointe de la grande dent puisse toujours se présenter dans la coche, position qui est indiquée par la fig. **1**, pl. IV; mais on conçoit sans peine que cette disposition ne doit être adoptée que dans les montres possédant une grande force motrice.

Lorsque l'on veut fixer en place, en le collant, soit un rouleau, soit une palette de doigt, soit enfin toute autre pièce d'un échappement, telle que la tuile d'un cylindre en pierre, les levées d'un ancre, etc., au lieu de frotter avec un morceau de gomme les parties chauffées, il est mieux de faire dissoudre préalablement de la gomme-laque dans de l'esprit de vin (alcool), et, à l'aide d'un petit pinceau, d'en garnir les surfaces que l'on veut faire adhérer. On a remarqué que les pièces assemblées d'après cette méthode étaient douées d'une plus grande tenacité.

ÉCHAPPEMENT A ANCRE

CHAPITRE PREMIER.

PRÉLIMINAIRES.

288. L'échappement libre à ancre pour montre dérive de celui à ancre et à repos pour pendule dit *échappement de Graham,* du nom de son inventeur. Pour appliquer à la montre ce dernier échappement, qui ne permet que de petits arcs de vibrations, il a fallu non-seulement en changer la forme, mais rendre le balancier, sauf pendant l'action de la levée, indépendant de la force motrice.

Robin, artiste français réputé, paraît être le premier qui ait pratiqué cette modification dans l'échappement qui porte son nom, et dont l'une des deux vibrations est *muette.* On attribue à Thomas Mudge, habile horloger anglais, la disposition moderne qui permet l'égalité des deux levées et l'impulsion répétée à chaque vibration du balancier ; mais il ne paraît l'avoir publiée que vers 1799, et l'on trouve dans le dépôt des machines de la Société des Arts de Genève un modèle d'échappement exécuté, en 1786, par Pouzait, horloger de cette ville. Dans ce modèle, l'ancre pendant l'arc supplémentaire est indépendant de l'action du balancier.

L'échappement à ancre moderne, avec ses levées et ses trous garnis en rubis, peut être considéré, quand son exécution est conforme aux principes, comme le meilleur de ceux à l'usage

civil. Il marche longtemps sans destruction aux surfaces frottantes, et n'exige presque que de simples nettoyages et le renouvellement des huiles aux époques convenables. Sa régularité est égale à celle obtenue des bons échappements Duplex, sauf dans les pendules portatives, dites pièces de voyage, où il réussit moins bien ; et il a sur le Duplex, entre autres avantages, d'être plus solide, de permettre des vibrations d'un peu plus d'un tour, et ne pas exiger dans l'exécution une aussi rigoureuse exactitude, quoiqu'il n'en puisse supporter une médiocre.

Malgré les excellents résultats obtenus maintes fois par l'emploi de cet échappement, qu'on ne peut rendre responsable de l'ignorance de la plupart des ouvriers qui le construisent ou le réparent, et quoique ses principes aient été connus presque dès son origine, il a été assez peu apprécié par bon nombre d'artistes qui ne l'avaient pas suffisamment expérimenté, ou qui le jugeaient d'après des échappements défectueux.

Antide Janvier et Louis Berthoud semblent en avoir fait peu de cas, ce qui se conçoit jusqu'à un certain point, puisque, de ces deux horlogers, l'un ne s'occupait que d'horlogerie planétaire, et l'autre de chronométrie, où l'échappement à ancre ne réussit que très médiocrement et sauf des exceptions infiniment rares. Mais il est plus difficile d'expliquer quelques opinions modernes et une définition imprimée des échappements qui place celui à ancre au-dessous de celui à roue de rencontre.

Nous devons cependant ajouter, pour être juste, que le réglage de l'échappement à ancre égale celui de l'échappement Duplex, mais qu'il est moins soutenu. Le premier subit vivement l'influence des huiles, presque nulle sur le second ; aussi est-il assez commun de rencontrer des montres à Duplex ayant marché trois années, sous toutes les latitudes, sans variations bien sensibles, tandis qu'il est rare qu'une montre à ancre soutienne sa régularité plus de dix-huit mois de suite. Des nettoyages plus fréquents ne sont pas une raison suffisante pour discréditer un aussi excellent mécanisme, et nous avons dit ailleurs, en parlant du Duplex, quels étaient les motifs qui nous faisaient préférer l'échappement à ancre.

Dénomination des parties.

289. Cet échappement est composé :

1° De l'axe du balancier. Sur cet axe est ajustée à frottement dur une rondelle en acier (A, *fig.* 1, 2, 3, *pl.* V) qu'on nomme indifféremment le *disque* ou le *plateau.* Ce disque porte en relief, par dessous et perpendiculairement à son plan, une petite *cheville* en rubis (*o*, *fig.* 1, 2, 3, *pl.* V), qu'on désigne sous le nom de *doigt* de *levée*, ou simplement de *bouton.*

La fig. 3, pl. V, est la représentation de l'axe nu et du même axe garni de son plateau.

2° D'un ancre mobile sur un axe, et portant deux bras ou *leviers*, garnis chacun le plus ordinairement d'une palette en rubis (E, G, *fig.* 2). Ces deux palettes, par analogie à leurs fonctions, sont appelées les *levées* de l'ancre, et se distinguent en *levée rentrante* (E) et *levée sortante* (G). On appelle aussi quelquefois *becs* de l'ancre les extrémités de ses bras ou leviers.

Les parties *ma, nc*, de ces levées sont dites les *repos* de l'ancre ; et les parties *ab, cd*, les *plans inclinés*, ou simplement les *inclinés.*

La *fourchette*, qui n'est que le prolongement de l'ancre vers F, porte également deux bras connus sous la désignation de *fourchons* ou de *cornes* (I, J), et entre ces deux cornes, au-dessus de l'entaille qui les sépare, un petit épattement ou prisme angulaire (F, *fig.* 1 et 2), qu'on désigne assez souvent sous le nom de plot de fourchette, mais que, pour éviter toute confusion, il nous paraît plus rationnel d'appeler le *coin de renversement*, par analogie à sa forme et à sa fonction.

3° D'une roue d'échappement plate, dont les dents se font tantôt pointues, tantôt en *tête* comme celle de la figure 2. Dans ce dernier cas, leur extrémité est terminée par un petit plan incliné.

Jeu de l'échappement.

290. Lorsque le ressort de la montre n'est pas remonté, et

que le balancier est maintenu au repos du spiral, l'ancre, qui n'a en lui-même aucune tendance à entrer en mouvement, reste immobile dans la position représentée par la fig. 2, position dans laquelle il est retenu par la présence du *bouton* dans l'entaille de la fourchette.

Supposons que la dent de la roue qui agira la première occupe alors la position indiquée au pointillé en H (*fig.* 2, *pl.* V).

Le ressort de la montre étant armé, la roue entre aussitôt en mouvement et tourne vers la droite. La dent H s'avance sur le plan incliné *ab*, et, le poussant en arrière, lui échappe quand il a suffisamment reculé (N, *fig.* 4). Une demi-levée est alors accomplie, et la roue tombe au repos sur le bras G, où la dent M va s'appuyer (*fig.* 4).

Le mouvement produit à l'ancre par le passage de la dent sur l'incliné est communiqué au balancier par l'intermédiaire de la fourchette. Le flanc *r* de son entaille, en s'appuyant contre le bouton *o*, le chasse devant elle, et l'oblige à sortir de l'entaille. Ce bouton est alors emporté par le mouvement de rotation du balancier qui fuit sous l'impulsion qu'il vient de recevoir (*fig.* 5).

Tandis que le balancier achève sa vibration, sans avoir aucun point de contact avec le reste de l'échappement, l'ancre qui s'appuie sur le plot K (*fig.* 5), est maintenu dans cette position par la pression de la dent M sur le bras G (*fig.* 4).

Le balancier, ramené par le spiral, revenant sur lui-même, le bouton rentre dans l'entaille, et entraîne la fourchette avec lui par l'effet du poids du balancier.

Le repos de la roue cesse parce que la dent M (*fig.* 4), arrivée au bord de l'incliné *x*, *z*, le pousse vivement en s'avançant sur lui. Par l'effet de cette pression qui accélère le mouvement de l'ancre, la fourchette prend immédiatement sur le bouton qui l'entraîne un excès de vitesse, et, le poussant vivement à son tour, restitue au balancier la force nécessaire à l'entretien de la vibration qu'il accomplit, ainsi que la précédente, dans une complète indépendance du reste de l'échappement. Puis, ramené par le spiral, il revient opérer un nouveau dégagement, et ainsi de suite pour toutes les vibrations successives.

La roue est chargée des deux fonctions : d'opérer le repos et de communiquer à l'ancre la force motrice.

La fourchette a également à remplir un double rôle, actif et passif : passif quand le bouton l'entraîne jusqu'au dégagement du repos, et actif quand, en poussant à son tour le bouton, elle transmet au balancier la force communiquée par la roue.

---

291. L'examen de la figure 5 (*pl.* V) fait voir que les cornes de la fourchette sont inutiles au jeu de l'échappement, puisque le bouton passe devant elles sans les toucher, et qu'il n'a de contact qu'avec les flancs de l'entaille; mais ces fourchons, en outre qu'ils assurent la rentrée du bouton dans cette entaille, servent encore à prévenir le renversement, le bouton les frappant par le dehors dans les vibrations trop étendues (A, *fig.* 5).

La course de l'ancre, c'est-à-dire son mouvement angulaire d'un repos à l'autre repos, est bornée soit par deux goupilles ou plots (K, L, *fig.* 2, *pl.* V), soit par les parois de la creusure dans laquelle cet ancre est enfermé.

Bien que l'ancre fût maintenu au repos par la pression que la dent (M, *fig.* 4) exerce sur le bras, il pourrait fort bien arriver qu'une secousse détachât l'ancre de son plot d'appui, et fît ainsi manquer le jeu de l'échappement. On prévient cet accident en conservant sur la fourchette en F (*fig.* 1 et 2) le petit prisme triangulaire que nous avons nommé le *coin* de renversement, et qui, en effet, empêche l'ancre de *renverser*. En allant s'appuyer au plateau (*fig.* 6), ce coin maintient la fourchette dans la position convenable jusqu'à la rentrée du bouton dans l'entaille.

La présence du bouton dans l'entaille correspondant à l'entrée du *coin* dans l'échancrure B du plateau (*fig.* 5 et 6), ce plateau ne s'oppose plus alors à ce que l'ancre soit conduit jusqu'à l'autre repos.

Comme on le voit, le passage du bouton dans l'entaille de la

fourchette est d'égale durée au passage du coin dans l'échancrure du plateau.

Le contact entre le coin et le rebord du plateau ne peut donc être qu'accidentel. Un petit *jour* de sûreté doit être ménagé entre ces deux pièces.

Cet exposé fait voir que l'échappement à ancre joint à un jeu très sûr les deux avantages considérables de décrire de grandes vibrations et de ne pas s'arrêter au doigt.

PROPORTIONS ADOPTÉES A DIFFÉRENTES ÉPOQUES.

292. Les auteurs et les praticiens ne sont pas parfaitement d'accord au sujet de l'échappement à ancre, quoiqu'ils diffèrent de peu, et moins encore sur les principes que sur les formes qui ont été modifiées d'après les leçons de l'expérience. *Tavan*, et après lui *Jurgensen*, qui n'a fait guère que le copier, placent de préférence les repos de l'ancre sur des arcs de cercles concentriques aux pivots de cet ancre, qui alors n'a pas de recul et a un dégagement plus doux et plus facile. Mais nous verrons, en son lieu, que le recul est nécessaire à cet échappement.

D'après *Tavan*, les petits inclinés qui terminent les bras doivent être : celui d'entrée, convexe, et celui de sortie concave, et tracés tous les deux selon une courbe de même rayon à peu près que celui de la roue. Les repos sont placés aux points de tangence et à égale distance du centre de l'ancre ; les impulsions par suite sont de forces différentes.

Jurgensen adopte la forme courbe pour l'incliné du premier de ces bras, et la forme plane pour le second. Il porte à 5° la quantité de l'inclinaison des plans, et au même chiffre celle des petits inclinés qui terminent les extrémités des dents de la roue. Les repos se font sur ses ancres, à des distances inégales du centre et qui diffèrent entre elles parfois de toute l'épaisseur d'un des bras. Cette différence est admise sans doute dans le dessein d'égaliser les impulsions.

Les deux auteurs fixent la levée totale à 40°.

L'engagement sur les repos, ou la pénétration des dents de la

roue sur les bras de l'ancre, doit être, suivant M. *Moinet*, de 3° à 4° au plus, et souvent moins; le *tirage* ou recul des dents dans l'acte du dégagement, de 2° à 3°; l'inclinaison du devant des dents, de 5° environ (ces deux dernières quantités sont insuffisantes); enfin, la levée totale, de 50° à 60°.

Sauf quelques détails pratiques, utiles pour déterminer le centre de l'ancre par rapport à celui de la roue, ce qui précède résume à peu près tout ce qui a été écrit sur le sujet. Quant aux opinions des praticiens, elles se rapprochent plus ou moins de celles ci-dessus, et chacun d'eux suit généralement une routine dépourvue de raisonnements théoriques, mais cependant éclairée chez quelques-uns par l'expérience et l'esprit d'observation.

CHAPITRE II.

PRINCIPES DE L'ÉCHAPPEMENT A ANCRE.

Déterminer le centre de l'ancre.

293. Soit FMNR (*fig.* 7, *pl.* V) la circonférence de la roue. On marque sur cette circonférence les deux points M et N correspondants, le premier à l'extrémité d'une dent; le second au milieu du troisième vide à compter de M.

On trace les deux rayons MO, NO, et l'on élève à l'extrémité de ces rayons les perpendiculaires MA, NA. Le point A d'intersection, ou de croisement de ces deux lignes, donne la place du centre de l'ancre pour que l'échappement soit tangent à sa roue. Il suffit de se souvenir des principes de l'introduction (51, etc.), pour voir que les points M et N, supposés ceux de repos, sont placés dans la position la plus favorable.

Cette condition du repos à la tangente n'est pas absolument essentielle, puisque l'ancre, pendant toute la durée de ce repos,

n'ayant aucune communication avec le balancier, le plus ou moins de pression perpendiculaire ou oblique de la dent de la roue est sans influence, ou à peu près, sur la marche de la montre.

Il est d'autant plus utile de faire tout de suite cette remarque que nous avons à considérer les deux autres fonctions de l'ancre, à savoir : l'*impulsion* et le *dégagement*, fonctions qui, pour se produire le plus favorablement, devraient précisément s'accomplir aux mêmes points que les repos.

Du dégagement. — De l'impulsion.

294. Le *dégagement* se produit quand l'ancre, entraîné par le balancier, fait glisser le bras pressé par la dent au repos pour amener cette dent au bord de l'*incliné;* et l'*impulsion*, qui est immédiate, consiste dans le passage, avec pression, de la dent sur le plan incliné.

Si le repos a lieu à la tangente, comme dans la fig. 7 (*pl.* V), il en est de même du dégagement. La résistance de ce dégagement est à peu près égale sur les deux bras, sauf le plus ou moins de recul et la légère différence entre les leviers AS, AV, différence exagérée à dessein sur la figure, et d'ailleurs les deux dégagements se terminent par des leviers égaux (MA et AN, *fig.* 7).

Mais cette presque égalité des deux dégagements est la cause précise de l'inégalité des deux impulsions qui se suivent; car si les dégagements se terminent sur des arcs de cercles de même rayon, MA et AN, il est bien évident que chaque impulsion n'agit à l'extrémité de ce même rayon ou levier qu'aux deux points M et N, et que, sur la levée rentrante MX, le levier de résistance va en se raccourcissant de M en X, c'est-à-dire de plus en plus, tandis que sur la levée sortante il s'allonge progressivement de N en Z. La différence des leviers est à peu près le double de l'épaisseur d'un bec.

Si l'on remarque, en outre, que l'impulsion sur le premier bras se fait à frottement *rentrant*, le mouvement de l'ancre étant en partie opposé à celui de la roue, et que l'impulsion sur le second

bras a lieu à frottement *sortant*, la dent et le bras fuyant ensemble pour s'éloigner de la ligne des centres, il est bien clair, et quoique nous ayons négligé de tenir compte de la décomposition des forces et de la petite différence des vitesses, que l'impulsion donnée sur le premier bras, c'est-à-dire sur la levée rentrante, sera beaucoup moins énergique que l'impulsion sur la levée sortante.

Ici se présente une grave difficulté, puisque l'on sait que l'inégalité d'impulsion nuit au réglage, trouble les facultés du régulateur, et fait perdre une petite partie de l'arc de vibration ; mais on sait aussi que si les deux dégagements se font par des leviers trop inégaux, comme cela a lieu quand les impulsions sont égales, l'un de ces dégagements exige l'emploi d'une plus grande force, et qu'il fait naître de plus grands frottements par l'effet d'un plus long espace parcouru sur le bras, l'équilibre se trouve rompu de nouveau, et l'on perd les avantages que l'on se promet de l'égalité des impulsions.

Dans l'impossibilité d'obtenir conjointement les deux égalités cherchées, on s'est arrêté à un terme moyen, qui consiste à placer le point de tangence non plus sur les repos de l'ancre, mais au milieu de chacun de ses becs, terme moyen qui concilie aussi bien que possible toutes les exigences du sujet (*fig.* 2, *pl.* V).

Par cette combinaison, l'égalité des deux dégagements n'existe plus, mais celle des levées est très approchée. La différence entre les leviers de dégagement n'est plus que d'une épaisseur de bec, ou à peu près, au lieu que dans le cas précédent cette différence était (entre les leviers d'impulsion) de deux fois l'épaisseur d'un bec. Le dégagement qui exige, comparativement, le plus de force pour être effectué se termine précisément par une impulsion un peu plus favorable, et qui restitue par conséquent un peu plus de force au balancier.

Le résumé de cet article, c'est que deux rayons ED, DG (*fig.* 2), étant menés du centre de la roue au milieu de chaque bec de l'ancre, le centre de cet ancre doit être placé à la commune section des deux tangentes EB, BG, élevées à l'extrémité de chacun de ces rayons : soit en B.

On trouvera plus loin les moyens pratiques de satisfaire à ces conditions.

295. Quelques praticiens font encore opérer le dégagement au point de tangence sans se préoccuper de l'inégalité des impulsions. Le motif qu'ils paraissent avoir d'agir ainsi, c'est que l'échappement, tel qu'il se construit de nos jours, ayant beaucoup de *tirage* ou de recul, et la résistance du dégagement étant très forte, il semble qu'il y a moins d'inconvénient dans une certaine inégalité des impulsions que dans une petite augmentation de la résistance du recul.

Leur opinion est peu fondée, puisque les raisonnements précédents établissent qu'en plaçant le point tangent au milieu des bras les différences se compensent, en partie du moins. Mais comme il est bien difficile, sinon impossible, d'apprécier la valeur absolue ou relative d'effets aussi instantanés et, qu'on nous passe ce mot faute d'un plus exact, aussi peu commensurables que le sont ceux qui se produisent pendant le passage d'une dent sur les bras de l'ancre, l'expérience peut seule en décider.

Elle donne raison, généralement parlant, au principe de l'égalité des impulsions.

Du tirage ou recul.

296. Autrefois les repos de l'ancre étaient des arcs de cercles concentriques aux pivots (*amv*, *cnv'*, *fig.* 2, *pl.* V) ; la roue n'avait pas de recul pendant l'action du dégagement, qui s'opérait avec une grande facilité. Mais cette facilité même était un défaut qu'il a fallu faire disparaître en disposant ces repos de façon à procurer à la roue un mouvement sensible de recul pendant le dégagement. Le dégagement avec recul dans les échappements actuels exige l'emploi d'une force plus grande que celle employée dans les anciens : mal sans remède; car, à moins d'un *tirage* assez considérable, la pression de la dent sur les bras ne suffit pas pour maintenir au repos l'ancre, qui, par l'effet des secousses, se détache du plot et va s'appuyer par le *coin de renversement* contre le *disque*. Quand cet accident se renouvelle à

des intervalles de temps peu éloignés, il est impossible de régler la montre.

297. Pour obtenir la quantité de tirage nécessaire, on a fait les bras de l'ancre droits au lieu de courbes qu'ils étaient, et l'on a dirigé les plans de repos de telle sorte que le point de repos se trouvât en dedans des courbes de toute la quantité dont on voulait faire reculer la roue (quantité égale à l'espace compris entre les flancs droits des repos et les courbes *amv*, *cnv'*, *fig.* 2).

L'expérience seule pouvait faire connaître quel devait être la quantité de ce recul.

Dans la pratique, on donne 12° de tirage sur chaque bras. Cette somme de 12° de chaque côté semble promettre l'égalité des deux tirages, erreur trop commune et qu'il est important d'expliquer et de rectifier ici.

La méthode usitée pour le taillage des ancres consiste à placer la fraise de telle sorte qu'elle fasse avec le rayon de la roue, supposé prolongé (OMI, ONJ, *fig.* 7, *pl.* V), un angle de 12 degrés. Ainsi que font les deux lignes BM, DN, qui représentent les faces de repos des deux bras d'un ancre ordinaire, et produisant un recul supposé de 12° sur chaque bras. L'examen attentif du dessin, si le rapprochement de plusieurs lignes sur un même point ne mettait pas un peu de confusion entre elles, et n'empêchait pas de suivre chacune de ces lignes isolément, suffirait pour convaincre que le tirage sur le bras à droite sera beaucoup plus fort que sur le bras gauche.

298. Voici du reste une démonstration concluante pour ceux qui voudront la suivre avec attention.

Aux deux points tangents M et N (*fig.* 7), si on fait passer les arcs de cercles CMP, ENH, tracés du centre A, on voit, d'après la définition de la tangente (58), que les rayons prolongés OMI, ONJ, ne doivent toucher ces deux arcs de cercles qu'aux points M et N, où ces arcs sont coupés par les lignes AK, AL, et qu'en conséquence ces arcs de cercles, à partir de ces deux points, vont en s'éloignant des deux rayons prolongés MI, NJ. Ceci bien compris, et si l'on remarque que l'extrémité de chaque bras, pendant les mouvements de l'ancre, ne sort pas des arcs de cer-

cles, on s'aperçoit bien vite que la roue reculera de tout l'espace compris entre la face du bras ND et l'arc de cercle NH ; or, comme cet arc va constamment à partir du point N en s'éloignant de la ligne NJ, qui fait un angle de 12° avec la face du bras, il est de toute évidence que le recul dépassera 12 degrés, et de plus en plus selon que le mouvement de l'ancre sera plus grand. Pour la marche ordinaire d'un ancre, on peut estimer, sans erreur sensible, ce recul à 15° en réalité.

Si on passe maintenant à l'examen du bras gauche, on y voit que la roue reculera de l'espace enfermé entre la face du bras MB et l'arc de cercle MP, et que, puisque cet arc de cercle n'atteint la ligne IM qu'au seul point M, le recul sera constamment au-dessous de 12°. L'on peut approximativement porter la différence à 2 et même 3 degrés.

Ainsi se trouve expliquée cette remarque qu'ont faite tous les rhabilleurs, à savoir : que dans la presque totalité des échappements à ancre sortis des fabriques suisses le tirage, qui est très fort du côté de la levée sortante, est presque nul de l'autre côté.

Pour rétablir l'équilibre, on portera à 15° l'angle formé par la face du bras gauche MB et le rayon prolongé MI, c'est-à-dire que l'angle IMB sera de 15°.

La forte somme du tirage exige l'emploi d'une bonne force motrice, et, comme conséquence, que la montre ait une raisonnable épaisseur. Quand ces deux conditions ne sont pas remplies, l'échappement à ancre ne réussit jamais bien.

De la levée. — Hauteur des inclinés. — Position du bouton, etc.

299. Tavan et Jurgensen bornent à 40° l'étendue de la levée totale, tandis que M. Moinet l'enferme entre 50° et 60°.

La grandeur de cette levée dépend : 1° du plus ou moins de hauteur donnée aux plans d'impulsion ; 2° du plus ou moins de rapprochement du bouton vers le centre du balancier.

Hauteur des inclinés.

300. L'ancre est repoussé d'autant plus loin en arrière que

le plan incliné est plus élevé; c'est donc la hauteur de ce plan incliné qui détermine l'étendue du mouvement de la fourchette. La difficulté du *dégagement* et la résistance de la fin de la levée augmentent comme la grandeur de ce mouvement, tandis qu'au contraire, si la marche de la fourchette est très bornée, la rentrée du doigt dans l'entaille et les repos se font avec peu de sûreté. En outre, si l'on considère l'échappement battant ses 18,000 vibrations, on remarque que la roue passe trop rapidement sur l'incliné peu élevé, et que cette roue n'acquiert une grande force que pour tomber au repos: choc nuisible, qui, en procurant un frétillement prononcé à l'ancre, peut occasionner le contact du coin avec le disque.

Dans le premier cas (celui de l'incliné trop élevé), on a l'arrêt-au-doigt aussitôt que les huiles s'épaississent; dans le second cas (celui de l'incliné bas), la montre se règle très mal et les vibrations ont peu d'étendue.

L'expérience pouvait seule fixer le terme moyen qu'il convient de choisir entre ces deux extrêmes, et elle a décidé qu'il fallait, en général, se borner à procurer à l'ancre, et par conséquent à la fourchette, un mouvement total de 10°, c'est-à-dire que chacun des inclinés doit être tel que la dent, en le repoussant en arrière, fasse parcourir à la fourchette un arc de cercle de 5° ou très peu plus.

301. Voici la méthode enseignée par les auteurs et les artistes pour le tracé de l'inclinaison des plans.

Du centre de l'ancre A (*fig.* 7, *pl.* V), on tire les deux lignes AX, AZ, formant chacune un angle de 5° avec les deux tangentes AMK et ANL; on joint le point M au point X, et le point N au point Z, et les deux inclinés MX et NZ qui en résultent produiront un mouvement de 5° sur chaque bec.

Cette méthode est vicieuse, et la conclusion conséquemment en est inexacte. Non-seulement les deux demi-levées sont inférieures chacune à 5°, mais en outre elles sont inégales entre elles.

En effet, la ligne AMK, étant une tangente à la circonférence de la roue, ne peut toucher cette circonférence qu'au point M (51).

Il en résulte infailliblement que la dent, ne repoussant le plan incliné que jusqu'à la circonférence, on perd sur la fin de la levée tout l'espace compris entre la ligne KMA et cette circonférence, perte qu'on peut approximativement estimer à un degré.

Un semblable raisonnement conduit à remarquer qu'il en est à peu près de même pour la levée sortante. Ainsi, le mouvement total estimé à 10° n'est en réalité que de 8° à 8° 1/2 environ.

Il est assez étonnant que cette différence, très sensible quand on place les repos de l'échappement aux points tangents, n'ait pas été aperçue par des artistes en réputation. On pourrait, à la rigueur, expliquer ce fait par cet autre : c'est que les méthodes pratiques, ainsi que nous le verrons plus loin, en enseignant à tâtonner la hauteur de l'incliné pour chaque bec, font éviter la fausse mesure donnée par les théoriciens. Il est du reste très facile d'avoir cette mesure exacte sur un dessin d'échappement en procédant comme il suit.

On mène du centre de l'ancre B (*fig.* 8, *pl.* V) les deux lignes BA, BC (qu'il ne faut pas confondre avec les tangentes B*e*, B*d*), et passant par les points *o* et *p*, où les flancs *o*H et *p*F des bras de l'ancre coupent la circonférence de la roue. C'est avec ces deux lignes B*o*A, B*p*C, que les deux autres lignes BK, BL, doivent faire deux angles de 5° chacun. En joignant le point *e* au point M, et le point *d* au point N, on obtient alors les deux inclinés cherchés. La vue seule du dessin suffit pour prouver que lorsque la roue marchera chaque plan sera repoussé de tout l'espace compris, d'une part, entre les lignes B*o* et BM, d'autre part, entre les lignes B*p* et BN. On aura alors l'égalité des deux levées, et le mouvement angulaire de la fourchette sera réellement de 10°.

302. Nous avons à faire ici une importante remarque.

Pourvu que les extrémités des inclinés atteignent les lignes BMK, BNL (*fig.* 8), le mouvement de la fourchette est toujours de 10°, quel que soit le point de naissance des inclinés, que ce point se trouve placé sur la circonférence de la roue en *o* et *o'* (*fig.* 9, *pl.* V), ou bien en dehors en *v* et *v'*, ou bien en dedans en *s* et *s'*. Mais il faut alors, comme on l'a fait pour l'échappement à cy-

lindre (**133**), distinguer la *levée réelle* de la *levée apparente*.

Supposons que les dents de la roue soient pointues.

Si la naissance des inclinés se trouve sur la circonférence de cette roue, en *o* et *o'*, comme dans la fig. 9, chaque demi-levée commence quand le milieu de la fourchette BF est placé exactement sur la ligne des centres BP (*fig.* 2). En conséquence, la demi-levée parcourt 5° justes.

Si le haut des inclinés se trouve 2° en dehors de la circonférence (en *v* et *v'*, *fig.* 9, *pl.* V), la demi-levée commence quand le milieu de la fourchette a encore 2° à parcourir pour atteindre la ligne des centres; c'est donc une demi-levée de 7° en réalité.

Si, au contraire, le haut des inclinés est placé 2° en dedans de la circonférence (en *s* et *s'*, *fig.* 9), la demi-levée ne commence que quand le milieu de la fourchette a dépassé de 2° la ligne des centres, et par conséquent, puisque le mouvement de la fourchette est de 5° avec la ligne BP (*fig.* 2), la demi-levée ne peut être en réalité que de 3°.

303. Nous savons que la puissance de l'impulsion est dans un certain rapport avec la hauteur du plan incliné (**142**). Partant de là, si nous supposons trois échappements parfaitement identiques l'un à l'autre, sauf que le premier porte les plans inclinés *s*A, *s'*B (*fig.* 9); le second, les plans *o*A, *o'*B; le troisième, les plans *v*A, *v'*B, on voit que la *levée apparente totale* de la fourchette restera, pour les trois échappements, enfermée dans un angle de 10°, tandis que les trois *levées réelles totales* représentant les hauteurs des plans inclinés seront différentes et comme **6, 10** et **14**.

Si les dents, au lieu d'être pointues, avaient la tête large et pourvue du petit incliné de 2°, comme celles de la fig. 2, la seule différence consisterait en ce que la demi-levée commencerait 2° avant le centre pour les plans *o*A, *o'*B (*fig.* 9), 4° avant le centre pour les plans *v*A, *v'*B, et juste au centre pour les plans *s*A, *s'*B.

Cette remarque fournit dans la pratique un moyen facile de vérifier si la hauteur des inclinés est celle qu'il convient de leur laisser.

304. Il est peut-être inutile de faire observer que toute la quantité *os*, *o's'* (*fig.* 9), dont l'incliné rentre dans la circonférence de la roue, doit être ajoutée aux repos de l'échappement, et qu'au contraire on perd sur ces repos toute la quantité *vo*, *v'o'* (*fig.* 9), dont le commencement de l'incliné se trouve en dehors du cercle de la roue.

Position du doigt ou bouton.

305. Le mouvement angulaire de la fourchette étant, ainsi que nous venons de le voir, fixé à 5° d'un côté, et à 10° en totalité, voici comment, d'après les auteurs, on détermine la position du doigt.

Du centre de l'ancre B (*fig.* 2, *pl.* V), on tire la ligne BX, qui forme avec la ligne des centres BP un angle de 5°, c'est-à-dire l'angle de mouvement de la fourchette d'un côté.

Du centre du balancier P, on tire la ligne PZ, formant avec la ligne des centres PB un angle égal à la moitié de la levée totale de l'échappement. Soit l'angle ZPF égal à 20°, si l'on veut une levée totale de 40°.

L'intersection (I), ou le point de croisement des deux lignes BX et PZ, donne la position du bouton, c'est-à-dire l'éloignement du *point de contact* de ce bouton au centre du balancier.

Si, au lieu d'une levée de 40°, on voulait qu'elle fût de 45°, 50°, 60°, l'angle ZPF devrait être alors de 22° 1/2, 25° ou 30°, et le bouton se rapprocherait de plus en plus de l'axe du balancier.

Nous avons écrit en italique quelques mots précédents, parce que le dernier point de contact se trouvant, ainsi que le centre du bouton (ou à infiniment près), sur la circonférence décrite du centre P avec le rayon PI, il eût été plus simple de dire que la ligne PI donne la distance du milieu du bouton au centre du balancier.

306. L'arc de cercle QT, décrit du centre de l'ancre avec un rayon égal à BI, donne la longueur de la fourchette en comptant du centre de l'ancre à la naissance des fourchons.

307. Voici la règle pratique généralement suivie pour déter-

miner cette longueur. Cette règle est déduite des opérations et raisonnements qui précèdent.

Pour une levée totale de 40°, on divise la distance des centres BP (*fig.* 2) en *cinq* parties, dont on retranche la première, à compter de P,

Pour une levée de 45°, en *onze* parties, dont on retranche deux. (On peut diviser en cinq parties et demie et en prendre quatre et demie.)

Pour une levée de 50°, en six parties, dont une est retranchée.

Pour une levée de 60°, en sept parties, dont on en garde six.

Ces distances se mesurent avec facilité, soit avec une règle de laiton finement divisée, soit plutôt avec un outil-aux-douzièmes ayant ses petites branches pointues et pouvant servir comme celles d'un compas.

308. L'examen attentif et raisonné des fig. 2 et 5 (*pl.* V) suffira pour bien faire comprendre et la marche et les fonctions du doigt, qu'il faut toujours faire en *olive*, c'est-à-dire au moins 1/3 plus large qu'il n'est épais, comme dans la fig. 2. Si ce doigt est rond, il faut l'aplatir par devant, ainsi que celui représenté fig. 10; car si l'on conserve sa rondeur entière on se voit dans la nécessité d'augmenter le mouvement de la fourchette, afin d'éviter que cette partie conservée, H, fig. 10, ne touche sur l'angle A, fig. 6. Tout accroissement dans le mouvement angulaire de la fourchette offre l'inconvénient d'augmenter l'âpreté du frottement à la rentrée du bouton dans l'entaille, et, autre inconvénient, si les plans inclinés de la fourchette sont disposés pour produire un mouvement moindre, il arrive qu'à la fin de la levée ce n'est pas la fourchette qui pousse le doigt, mais c'est le doigt qui entraîne la fourchette à sa suite, effet extrêmement pernicieux.

Avec le doigt ovale, ou aplati par devant, les *jours* de sûreté sont beaucoup plus considérables que si le doigt est rond.

---

309. Si l'on remarque que dans l'échappement à ancre :

1° la roue d'échappement ne communique la force motrice au balancier que par un intermédiaire qui en absorbe une partie ; 2° que cet intermédiaire, par sa grandeur et son poids, possède déjà une certaine *inertie*, c'est-à-dire qu'il oppose une certaine résistance à tout changement brusque de mouvement ; 3° que le balancier marche avec une grande rapidité, puisque battant le même nombre de vibrations que d'autres échappements, il fait ces vibrations plus étendues, on en conclura qu'au commencement de l'impulsion la fourchette agit avec peu d'énergie, et que son action efficace n'a pas lieu pendant les 20° de l'impulsion. Ceci entendu, et comme on sait, par l'étude des échappements connus, qu'un contact de 20° au moins est nécessaire pour communiquer au balancier assez de force *accélératrice*, on en tirera la conséquence qu'une demi-levée de 20° doit être insuffisante pour un échappement à ancre.

L'expérience prouve la justesse de ce raisonnement; et si les anciens échappements à ancre, dont un petit nombre ont donné de bons résultats, avaient des levées totales bornées à 40°, aujourd'hui les échappements modernes, sortant des fabriques, lèvent rarement moins de 45° et presque toujours au-delà. Les habiles faiseurs ont fait prévaloir le système des grandes levées, mais après qu'une longue pratique leur en eut fait connaître les avantages (1).

310. On portera le chiffre de la levée totale à 50° en terme moyen; un peu plus pour les petits échappements (55°) ; un peu moins pour les grands (45°).

Il est facile de s'expliquer la raison de la différence ci-dessus d'après ce qui a été dit au sujet des échappements à cylindre et Duplex, et quand on se souvient que les petits balanciers, ayant moins d'inertie que les grands, ont besoin d'une impulsion plus longue et plus répétée; qu'au contraire, les grands balanciers,

(1) Nous devons cependant ajouter que dans les échappements parfaitement exécutés, selon les principes, et ayant des roues légères, des ancres très dégagés, on peut réduire de quelques degrés les chiffres de levée donnés par l'art. **310**. La chose s'explique d'elle-même.

possédant déjà une certaine *masse* et une faculté relative plus grande pour continuer le mouvement acquis, leur quantité de levée doit être bornée au chiffre strictement nécessaire (**149**, **151**, **152**).

De la forme des inclinés de l'ancre.

311. Tavan donnait à ses inclinés, ainsi qu'on l'a vu (**292**), une forme courbe : convexe, pour la levée rentrante, concave pour la levée sortante, et tracée d'un rayon égal à celui de la roue. Jurgensen adopte la courbe pour la première de ces levées, et laisse droite la seconde. La plupart des praticiens terminent les becs de leurs ancres par des plans droits.

312. En formant les plans inclinés selon certaines courbes, il n'est pas douteux qu'on ne puisse obtenir la régularité de la levée, c'est-à-dire que la vitesse de la roue reste constamment dans un même rapport avec celle du balancier, ou, en d'autres termes, que la roue marche d'un mouvement accéléré comme le balancier. Mais, outre l'insurmontable difficulté de tracer exactement une portion de cercle aussi exiguë que celle qui termine un bec d'ancre ordinaire, reste à prouver l'utilité de ces courbes en tant qu'on puisse les obtenir, utilité très problématique et très contestée.

313. La levée sur un bec de l'ancre se compose de deux parties qu'il faut distinguer.

Dans la *première*, l'angle du devant de la dent parcourt toute la longueur du bec de l'ancre. Dans la *seconde*, c'est le petit plan incliné de la dent qui glisse sur l'angle du bec. Ces deux portions de levée sont égales, comme espaces parcourus, dans la plupart des échappements modernes, où l'on donne une pareille largeur aux becs de l'ancre et aux dents de la roue. Par conséquent, les courbes des becs ne pourraient régulariser qu'une moitié de chaque demi-levée.

314. *Avec un incliné courbe* à la levée rentrante (comparativement au plan droit), la roue marche plus lentement au commencement de la levée, et d'autant plus rapidement vers la fin

que la courbe est plus prononcée. L'impulsion est moins énergique et la chute plus forte.

Le seul avantage que pourrait offrir, peut-être, une courbe, si l'on admettait qu'on pût lui donner la forme convenable, serait de rendre le départ de l'échappement imperceptiblement plus facile; mais on achèterait, à peu près toujours, cet avantage insignifiant par une augmentation de chute et une perte d'impulsion.

315. *Avec un incliné concave* à la levée sortante, la roue marcherait un peu plus vite vers le commencement et un peu moins vite vers la fin de la *première partie* de la levée, qu'avec l'incliné droit. Quant à la *seconde partie* de la levée, elle s'accomplirait avec l'un ou l'autre incliné dans des conditions à peu près identiques.

Il semble qu'il y aurait un léger avantage à employer le plan concave, si l'on ne remarquait que, la courbe devant être très peu prononcée, il ne serait guère possible de ne pas dépasser le but, et qu'alors on rendrait plus difficile le départ de l'échappement.

316. Si les courbes offrent des avantages sérieux, comment se fait-il qu'aux échappements de Graham et à chevilles, etc., on ne les ait pas constamment appliquées? l'étendue des surfaces le permettait. Si là elles ont été reconnues inutiles ou nuisibles, que peut-on en espérer dans la montre?

317. Le plus sûr est de terminer les becs de l'ancre par des plans droits, puisque, somme toute, leur exécution est plus facile, et que les avantages qu'ils présentent sont au moins équivalents à ceux qu'on se promet de l'emploi des plans courbes.

Les plans droits étant terminés, on les arrondit en travers, afin de diminuer l'étendue du contact, et par conséquent le frottement entre la dent de la roue et le bec de l'ancre.

Forme et inclinaison des dents.

318. Les dents de la roue se font ou pointues, ou larges et renflées de la tête comme celles de la fig. 2 (*pl.* V).

Si les dents sont pointues, elles doivent être minces et effilées; si elles portent une tête large, il faut les dégager du pied et n'y laisser que la matière nécessaire à la solidité (**23**).

319. Le devant des dents (AB, *fig. 4, pl.* V) doit être assez incliné en avant pour que le contact de la dent et de la face de repos de la levée se fasse uniquement par l'angle A de la dent.

La quantité de cette inclinaison dépend du plus ou moins de *tirage*, du plus ou moins de hauteur des inclinés; d'où résulte l'étendue du mouvement angulaire de la fourchette : mouvement qui détermine la pénétration de chaque bec entre les dents, c'est-à-dire dans l'intérieur de la circonférence de la roue.

Il est très facile, lorsqu'on dessine un échappement, de fixer les bornes précises de cette inclinaison; mais, dans la presque totalité des cas, on satisfait à toutes les exigences du sujet en faisant faire au devant de la dent un angle de 25° avec le rayon de la roue, soit l'angle BAD égal à 25° (*fig. 4, pl.* V).

Les dents doivent être dégagées par derrière, afin que l'ancre puisse pénétrer entre ces dents sans les toucher à cette partie.

320. Les dents à tête large doivent toujours être terminées par un plan incliné, comme celles de la figure 2. Si on négligeait de prendre cette précaution, et que les extrémités de ces dents restassent comme des portions conservées de la circonférence, la chute se trouverait augmentée de toute la largeur de la dent et la montre ne se réglerait pas.

Jurgensen porte à 5° l'inclinaison du plan incliné du bout des dents (1), sans expliquer si cette inclinaison est déterminée par le procédé employé précédemment pour trouver l'inclinaison des plans des levées (**301**), ou bien si le plan incliné de la dent doit faire un angle de 5° avec la tangente à la circonférence de la roue.

Dans le premier cas, la hauteur du plan incliné de la dent étant égale à la hauteur du plan incliné du bec de l'ancre, il n'y aurait pas de repos du tout et l'angle du devant de la dent tom-

(1) Jurgensen dit : « Les inclinaisons des dents de la roue doivent être de 5 degrés. » Cette phrase a le tort de n'être pas parfaitement claire ; mais il n'est pas probable cependant qu'il ait voulu parler de l'inclinaison du devant des dents.

berait sur l'angle du bec. Dans le second cas, la hauteur de l'incliné de la dent serait si peu de chose que, pendant la *seconde partie* de la demi-levée (**313**), la dent passerait sur l'angle inférieur du bec avec peu de pression et une grande rapidité. On perdrait ainsi de la force de l'impulsion, et au profit de la chute.

321. Si l'on a observé que toute la hauteur du plan incliné de la dent diminue d'autant l'étendue des repos sur les bras de l'ancre, repos qui, avec une dent pointue, seraient de 5°, et si l'on sait que l'expérience a démontré que ces repos doivent être en moyenne de 2° 1/2, on voit que la hauteur de l'incliné des dents est égale à la moitié des 5° compris de M en S (*fig.* 7, *pl.* V).

L'article qui enseigne à dessiner un échappement à ancre indiquera comment cet incliné doit être tracé.

322. L'incliné des dents doit être un incliné droit.

On a cherché à déterminer quelle courbe il devrait affecter, recherche aussi parfaitement inutile que possible; car il saute aux yeux, en considérant un échappement de dimension ordinaire, que toute courbe ne servira qu'à réunir une plus grande partie du plan à la circonférence de la roue et à augmenter la chute aux dépens de la force de l'impulsion.

Nous abandonnons de grand cœur la gloire de la découverte de cette courbe aux amateurs inoccupés, auxquels nous recommandons également les épicycloïdes qui conviendraient aux lèvres des cylindres. Si ces futilités ne servent à rien en horlogerie, au moins sont-elles bonnes à *poser* leur auteur vis-à-vis de certains savants.

Largeur des becs de l'ancre et des dents de la roue.

323. La largeur des becs de l'ancre est égale à la moitié du vide compris d'une pointe de dent à la pointe suivante, lorsque les dents sont pointues.

Quand ces dents ont une certaine largeur, la largeur du bec doit être telle que, réunie à celle de la dent, les deux ensemble fassent exactement la moitié d'une pointe de dent à l'autre, c'est-

à dire la moitié de l'intervalle compris de F en A, ou de N en C (*fig.* 4, *pl.* V).

Actuellement, et en général, on donne une même largeur au bec et à la dent. Cette largeur est donc égale à un quart de la distance d'une pointe de dent à l'autre pointe, c'est-à-dire au quart de l'intervalle compris de *f* à *g* (*fig.* 1, *pl.* VI).

De la fourchette.

324. Il paraît indifférent, au premier abord, de placer le centre du balancier un peu plus près ou un peu plus loin du centre de l'ancre, c'est-à-dire d'avoir une fourchette courte ou une fourchette longue, puisque, l'éloignement du bouton au centre du balancier étant proportionnel à la grandeur de la fourchette, le rapport des leviers ne change pas, et, par conséquent, la puissance et la résistance restant entre elles dans les mêmes conditions, les résultats sont équivalents.

Mais il faut remarquer qu'avec une fourchette très grande : 1° l'ancre devenant plus lourd, non-seulement par le surcroît de matière ajouté pour allonger la fourchette, mais encore par le contrepoids dont l'arrière de l'ancre doit être chargé pour être maintenu en équilibre, l'inertie de cet ancre et, par suite, sa résistance au mouvement, se trouvent beaucoup augmentées ; 2° les frottements sont plus étendus et plus considérables ; 3° une grande fourchette oblige à employer un grand plateau. Ce grand plateau, en chargeant d'un poids superflu le centre du balancier, met dans la nécessité de charger également le limbe de ce balancier (**33** à **41**), et d'employer un spiral plus énergique. En somme, on a besoin d'une plus grande force motrice, puisque toutes les résistances de l'échappement sont augmentées, et les causes de destruction accrues proportionnellement.

Ces considérations font voir qu'il est avantageux de tenir la fourchette aussi courte que possible ; mais il ne faudrait pas cependant tomber dans l'excès contraire au précédent. Avec une fourchette courte, les surfaces de contact étant très réduites, toutes les pièces doivent être exécutées avec une extrême préci-

sion, les *jours* de sûreté sont presque nuls, et par suite le jeu régulier des organes est peu assuré. Ajoutons que, dans certains calibres, il est difficile de placer le balancier à cause de son trop grand rapprochement de l'axe de la roue d'ancre.

L'examen attentif de quelques échappements bien faits, pourvus de fourchettes raisonnablement courtes, et dont les effets se font avec précision et sûreté, en apprendra davantage sur ce sujet que les chiffres que nous pourrions donner. Disons seulement qu'il est bon de ne pas dépasser, au maximum, pour la distance du centre du balancier au centre de l'ancre, la longueur du diamètre de la roue, ou, au plus, le diamètre, plus un douzième, mais qu'on pourra presque toujours tenir cette distance légèrement plus courte.

Jeu du bouton dans l'entaille de la fourchette.

325. Le *dégagement* (**294**) serait opéré dans les conditions les plus favorables, c'est-à-dire à la tangente, si le flanc de l'entaille de la fourchette, se trouvant sur la ligne des centres (BP, *fig.* 2, *pl.* V), y était attaqué perpendiculairement par le bouton et à frottement sortant.

Pour que l'*impulsion* eût lieu à la tangente et à frottement sortant, il faudrait que le côté postérieur du bouton se trouvât, vers la fin du dégagement, sur la ligne des centres, où ce bouton recevrait alors le choc perpendiculaire de l'autre flanc de l'entaille.

On sent aisément que ces deux conditions ne sauraient être remplies, puisque l'impulsion et le dégagement sont deux actions plus étendues qu'une épaisseur de bouton.

Le *dégagement* absorbe et décompose une somme de force motrice d'autant plus grande que le contact se fait plus loin de la ligne des centres et que l'action est plus oblique à cette ligne. Par conséquent, le bouton rencontre d'autant moins de difficulté à opérer le dégagement que le mouvement angulaire de la fourchette est plus court. Il faut donc éviter d'augmenter le mouvement de la fourchette au-delà des 10° reconnus nécessaires, et

ne pas placer les plots de repos (K, L, *fig.* 2, *pl.* V) trop loin, ce qui, sans nécessité, rend plus forte la résistance éprouvée par le bouton à son entrée en prise.

326. L'examen de la figure 5 (*pl.* V) suffit pour faire voir que plus on donnera une grande largeur à l'entaille de la fourchette, plus on rapprochera le flanc *e* de la ligne des centres MN, et plus, par conséquent, le frottement rentrant sera diminué pendant l'action du dégagement.

327. On sait, par un des articles qui précèdent (**303**), que, lorsque la roue d'échappement porte des dents pointues, l'impulsion commence quand le milieu de la fourchette arrive sur la ligne des centres, tandis qu'avec des dents à tête large cette action commence 2° environ plus loin. Il en résulte que, dans le premier cas, le flanc de l'entaille se trouve éloigné de la ligne des centres de la moitié de la grosseur du bouton, et de cette même moitié plus 2° dans le second cas. La réduction de la grosseur du bouton, ou, ce qui revient au même, de la largeur de l'entaille, est donc favorable à l'impulsion.

328. Puisque l'entaille très large facilite le dégagement, et que l'entaille étroite facilite l'impulsion, il est clair que la largeur de cette entaille devrait être un moyen terme équilibrant autant que possible les résistances des deux actions, si cette largeur n'était pas subordonnée à une troisième et principale condition, et que nous allons exposer.

Grosseur du bouton.

329. La fourchette étant supposée appuyée au repos contre le plot L (*fig.* 3, *pl.* VI), si on donnait à son entaille la largeur *ea*, puis la largeur *mn*, triple de la première, on voit que dans le premier cas l'épaisseur du bouton serait un peu moindre que l'intervalle compris entre les deux arcs de cercle B et C, tandis que dans le second cas elle serait presque égale à la distance du cercle A au cercle D. Avec l'entaille étroite, le doigt devrait être extrêmement aminci, afin de ne pas accrocher sur l'angle *e*, et la surface du flanc de l'entaille *ia*, sur laquelle ce doigt agirait, se

réduisant presque à rien, le jeu des pièces ne serait pas sûr. Avec l'entaille de triple largeur *mn*, la surface *sn*, sur laquelle ce bouton opère, présentant déjà une grande largeur, le jeu des deux pièces offrirait toute la sûreté possible, même en laissant un assez grand *jour* entre le devant du bouton et l'angle *m*. Cet exemple démontre que le jeu du doigt et de la fourchette est d'autant mieux assuré que l'entaille est plus large, et que, par suite, le diamètre du bouton est plus grand.

L'expérience pouvait seule décider à quelle limite il fallait borner la grandeur du diamètre du bouton ; car on devine sans peine quels sont les inconvénients qui proviennent d'un bouton trop gros. Elle enseigne que dans l'échappement de montre ordinaire, comme il se fait actuellement, la largeur du bouton, ou son plus grand diamètre, puisque ce bouton est ovale, doit être un peu supérieur à l'épaisseur d'un bec d'ancre, c'est-à-dire que ce bouton doit avoir pour diamètre une étendue d'environ le tiers de la distance de deux pointes de dents de la roue. L'ouvrier intelligent saura voir quand il y aura avantage à le tenir un peu plus petit.

Le bouton ovale, mais aplati seulement par devant, serait préférable au bouton triangulaire, très employé aujourd'hui.

Grandeur du plateau.

330. La profondeur de l'entaille de la fourchette ne doit être que celle nécessaire au passage libre du bouton ; car, si cette entaille est profonde, elle éloigne le coin de renversement du balancier et nécessite un plus grand plateau. Voici comment on détermine la grandeur qu'il convient de donner à ce dernier.

La ligne CA (*fig.* 6, *pl.* V) indiquant le mouvement angulaire de la fourchette d'un côté (5°), on trace du centre de l'ancre l'arc de cercle IJ, passant par la pointe du coin de renversement. L'intersection de l'arc IJ et de la ligne CA donne la longueur du rayon du plateau, dont le centre est en D.

L'échancrure de ce plateau doit avoir pour largeur environ une fois 1/2 à deux fois le diamètre du doigt. Nous disons envi-

ron, parce que cette échancrure croît ou décroît en raison de l'étendue du mouvement angulaire de la fourchette et de la grandeur totale du plateau. Nous verrons plus loin comment on trouve les dimensions de cette échancrure.

De la chute.

331. Il est presque inutile de dire qu'il ne faut laisser à l'échappement à ancre que les chutes nécessaires au jeu régulier des pièces; car, outre l'influence des chutes sur le réglage, tout horloger sait que les fortes chutes, en procurant un mouvement de vibration à l'ancre, sont causes qu'il se détache du plot et qu'il se maintient au repos, pour ainsi dire en l'air et sans point d'appui, position qui engendre de pernicieux frottements entre le coin et le disque. Cela connu, comment se fait-il que dans presque tous les échappements suisses les chutes soient énormes? Ce fait provient de ce que l'on ne fait généralement pas assez attention que la distance comprise entre l'angle *b* (*fig.* 2, *pl.* V) et l'angle *c* est plus courte que la distance du même point *b* au point de repos sur la levée G de toute la quantité du recul, etc.

Ouverture de l'ancre.

332. L'ouverture de l'ancre, *mesurée du milieu des becs* ou *d'un repos à l'autre*, comprend deux vides et demi : trois dents sont donc embrassées par les deux bras. Ce chiffre n'est pas un nombre choisi au hasard : l'ancre pourrait embrasser plus ou moins de dents; mais, avec le moins, les surfaces de contact étant très réduites, les effets seraient peu sûrs et l'exécution des organes exigerait une précision mathématique; avec le plus, le poids des organes et l'étendue des frottements seraient augmentés.

RÉSUMÉ.

333. Le centre de l'ancre doit être placé à l'intersection des

deux tangentes à la roue, menées par les extrémités des deux rayons qui aboutissent au milieu des becs.

Ouverture de l'ancre (mesurée d'un repos à l'autre, ou du milieu des becs) : — deux vides et demi, ou 60° pour une roue de 15 dents, et 75° pour une roue de douze dents, etc.

Tirage : — 15° sur la levée rentrante et 12° sur la levée sortante.

Hauteur des inclinés des becs : — 5° à 6°, c'est-à-dire qu'ils soient propres à produire un mouvement angulaire de 10° à 12° au plus à la fourchette.

Ces inclinés doivent être droits.

Hauteur de l'incliné des dents : — de 2° à 3°, mesurés sur les 5° de repos.

Levée totale : — entre 45° et 55°, et en raison inverse de la grandeur des montres.

Inclinaison du devant des dents : — 25° environ. Ces dents doivent être dégagées par derrière.

La largeur d'un bec et celle d'une dent, étant réunies, font exactement la moitié de l'intervalle d'une pointe de dent à l'autre.

La distance du centre de l'ancre au centre du balancier doit être en moyenne égale au diamètre de la roue.

La longueur de la fourchette doit être :

Pour une levée de 40° les 4/5^{mes} de la distance des centres.

— 45° les 9/11^{mes} —

— 50° les 5/6^{mes} —

— 60° les 6/7^{mes} —

Grosseur du bouton : — environ le tiers de la distance de deux pointes de dents.

Ce bouton doit être ovale ou aplati par devant.

Quant à la grandeur du plateau et à la position du bouton, revoir les articles (**330** et **305**).

---

334. Si le lecteur a suivi avec quelque attention tout ce qui

a été déjà dit, il doit comprendre, ou tout au moins pressentir, que dans cet échappement, comme dans les autres, et même plus que dans les autres, tout est lié. Le moindre changement dans l'une des parties altère l'harmonie de l'ensemble et oblige à un remaniement quelquefois partiel, mais presque toujours complet. De cette harmonie dépend l'excellence des résultats; mais il faut comprendre que, agissant sur des quantités microscopiques dont les influences réciproques nous échappent souvent, c'est à l'expérience et à l'intelligence de l'artiste de suppléer à des détails d'application qu'il est impossible de donner dans un traité élémentaire. Toutefois, nous pouvons affirmer à tout lecteur intelligent, qu'après l'*étude* de ce traité, et non sa lecture rapide et superficielle, il verra réduits à rien les cas aujourd'hui les plus embarrassants pour lui.

De la loi d'ensemble ou d'harmonie générale découle nécessairement qu'une des parties principales étant connue, on peut en tirer par déduction toutes les autres, et de telle sorte qu'il ne reste qu'à exécuter l'échappement sur des mesures exactes arrêtées à l'avance.

Ce calcul, lorsque l'on veut des résultats d'une grande précision, doit emprunter le secours des formules trigonométriques, malheureusement inaccessibles à une trop grande partie des lecteurs; nous emploierons donc pour le plus grand nombre, comme nous l'avons déjà fait, la méthode approximative et pratique, et nous donnerons à sa suite la solution mathématique. Ceux en état de la comprendre pourront en tirer bon parti (**343**); mais il est utile, avant d'aborder ces méthodes, et pour en faciliter l'emploi, de faire en grand le tracé d'un échappement.

DESSINER L'ÉCHAPPEMENT.

335. Nous passerons assez rapidement sur certains détails, ceux que nous avons donnés à propos du Duplex (**266**) devant être présents à l'esprit du lecteur.

L'ancre que nous allons dessiner est celui dit ancre *droit;* il

facilite plus que tout autre la mise d'équilibre sur les pivots, équilibre toujours nécessaire à cette pièce.

Soit une roue d'échappement de 15 dents, et ayant 4 lignes ou 9 millimètres de diamètre. (On peut négliger la fraction de 23 millièmes de millimètre, qui complète la valeur des quatre lignes.)

9 millimètres, multipliés par 10, donnent 90 millimètres pour le diamètre de la roue, et 45 millimètres pour le rayon.

Avec une ouverture de compas égale à 45 millimètres, et du point A pour centre, on trace la circonférence de la roue *fgki*, etc. (*fig.* 1, *pl.* VI).

On tire les deux rayons AD, AE, formant un angle, DAE, de 60°, quantité de l'ouverture de l'ancre (**333**) pour une roue de 15 dents.

Aux extrémités de ces rayons, on élève les deux perpendiculaires ou tangentes DC, CE; leur point d'intersection C est le centre de l'ancre.

On mène par les deux points A et C la ligne des centres ACB.

La largeur des becs est, comme on l'a vu, subordonnée à la largeur des dents. Supposons ici ces deux quantités égales, et par conséquent chacune d'elles de 6° (1/4 de 24° ou de la distance de deux pointes).

On marque légèrement sur la circonférence de la roue la largeur des becs, en se souvenant que les lignes AD, AE doivent tomber au milieu de ces becs.

Du centre A de la roue on mène, par les points *a* et *e*, les deux lignes AG, AF; puis, on fait passer par le point *a* la ligne *a*I, formant avec l'autre ligne *a*G un angle, G*a*I, de 15°; et par le point *e* on fait passer la ligne *e*J, formant, avec *e*F, l'angle F*e*J, de 12°.

Les deux lignes *a*I et *e*J seront les faces de repos des levées de l'ancre, et il suffira de faire passer par les points déterminant la largeur des becs les deux parallèles *b*K, *d*L, pour connaître les côtés opposés de ces levées.

On tire les deux lignes CW, CH, faisant avec les tangentes CD,

CE, deux angles ECH, DCW, de 6° chacun (1), et donnant la hauteur des inclinés des becs.

Le point *a* joint au point *b*, et le point *e* au point *d*, on peut passer à l'encre noire les levées et les lignes pointillées que l'on veut conserver.

---

336. Du point *a* on tire la ligne *a*Q, formant avec le rayon de la roue *a*A, un angle Q*a*A, de 23° à 25°. Cette ligne Q*a* donnera l'inclinaison du devant de la dent.

La distance d'une pointe de dent à la pointe pareille de la dent suivante étant de 24°, on marque sur la circonférence de la roue à partir du rayon A*a* les points $f'', g', k', i'', j', l', p', q'$; puis, en arrière de ces points, les autres points f, g, k, i, j, l, p, q, distants des premiers de 6° ou de l'épaisseur d'un bec. Les points f'', g', k', etc., donneront les positions du devant des dents, et f, g, k, etc., celles des talons.

Pour tracer le devant des dents on décrit du centre A une circonférence tangente à la ligne *a*Q, menée précédemment; et il suffira, en passant par tous les points f', g', k', etc., de mener des tangentes à cette circonférence pour connaître l'inclinaison des faces des dents.

L'angle HCP indiquant le mouvement angulaire de la fourchette, c'est-à-dire à quelle profondeur descend l'extrémité du bec dans un vide entre deux dents, la ligne CP fait connaître la profondeur de ce vide, que, pour plus de sûreté, on rapproche encore un peu plus du centre de la roue, en traçant la circonférence du champ.

On voit, par le dessin, que cette dernière circonférence sera en dedans de celle totale de la roue de 1/5^{me} à 1/6^{me} du rayon.

On décrit dans l'intérieur de la roue et de son centre la circon-

(1) Pour ne pas surcharger et embrouiller le dessin, on fait ces deux angles de 6° au lieu de 5°. Ce degré ajouté compense la perte de levée signalée art. **301**, et même celle provenant du jeu des pivots; en réalité le mouvement angulaire de la fourchette ne sera toujours que de 5°.

férence pointillée *f'g'k'*, etc., qui doit anticiper sur la hauteur des inclinés des becs, d'environ la moitié de cette hauteur. L'espace compris entre les deux circonférences pointillées donne l'élévation des petits plans inclinés ménagés au bout des dents. On les trace, ainsi que l'arrière des dents, qu'il faut faire très dégagé pour éviter que cette partie ne soit touchée par le bec *d* de l'ancre en mouvement.

On passe à l'encre noire toutes les parties de la roue que l'on veut conserver, soit les traits pleins, soit les traits pointillés.

---

337. Du point C, centre de l'ancre, et avec une ouverture de compas égale au diamètre de la roue, on détermine le point B, centre du balancier.

On tire les lignes CM, CN, formant, avec la ligne des centres CB, deux angles de 5° chacun : soit l'angle total MCN, de 10°.

Du centre B, on tire les deux lignes BR, BS, formant chacune, avec la ligne des centres, un angle de 22° 1/2 : soit l'angle total RBS, de 45°.

Avec une ouverture de compas égale à B*o*, on décrit l'arc de cercle TT'. Le point où il coupe la ligne des centres est le milieu du bouton, que l'on trace, en lui donnant pour son grand diamètre un peu plus que la largeur d'un bec (**329**), et pour son petit diamètre les 2/3 seulement du grand.

Avec une ouverture de compas égale à C*o*, et du centre de l'ancre, on décrit l'arc de cercle VV' qui fixe la longueur de la fourchette jusqu'à la naissance des cornes.

On dessine l'entaille de la fourchette et le *coin* de renversement. Du centre de l'ancre on décrit l'arc de cercle RS, passant par la pointe du *coin :* le point de croisement de cet arc de cercle avec la ligne CM donne la grandeur du plateau.

Pour déterminer la largeur de l'échancrure de ce plateau, on mène de son centre A (*fig.* 2) deux rayons *n* et *m*, passant de chaque côté du bouton et par ses derniers points de contact.

La profondeur de cette échancrure est donnée par le *coin*, sauf un bon *jour* de sûreté.

Toutes les proportions étant alors arrêtées et les parties essentielles étant connues, il ne reste plus qu'à dessiner le corps de l'ancre, en lui donnant une forme gracieuse à l'œil, s'il est possible, mais surtout propre à faciliter l'équilibre de cette pièce.

L'échappement est ainsi dessiné complétement et dans ses proportions exactes; en effet :

Si l'on suppose la roue en mouvement, la dent *kk'* (*fig.* 1), s'approchant du plan incliné *ab*, le repoussera en arrière de 5° environ, et la demi-levée terminée, la dent *jj'* tombera au repos sur le bras E, qui aura pénétré vers le champ de la roue jusqu'à la ligne CP. La surface de repos de ce bras étant alors enfermée dans l'angle HCE, et comme le petit incliné du bout de la dent fait perdre à peu près 2° 1/2 à 3° sur le repos, l'enfoncement de la dent sur le bras de l'ancre s'arrêtera à 2° environ ou un peu plus.

Le mouvement procuré à l'ancre par le passage de la dent sur l'incliné étant de 5°, le milieu de la fourchette arrivera sur la ligne CN, après avoir chassé le bouton, qui sortira de l'entaille, et pourra y rentrer à son retour, sans toucher aux cornes (*fig.* 2).

La position de l'ancre au repos sera assurée par la présence du rebord du plateau, passant avec un léger *jour* de sûreté devant l'angle du *coin*, etc.

DIFFÉRENCES DE CONSTRUCTION.

338. Dans quelques ouvrages très soignés, le bouton est porté par un petit bras de levier, et le plateau est remplacé par une forte virole ou noyau de sûreté, d'un diamètre beaucoup moindre que celui du plateau (*fig.* 4, *pl.* VI).

Une languette fixée à vis au-dessous de la fourchette remplit l'office du coin de renversement, et correspond à l'échancrure du noyau pendant chaque rentrée du bouton dans l'entaille de la fourchette.

Cette construction, beaucoup plus délicate que la précédente, et qui exige une grande justesse d'exécution, offre l'avantage d'accomplir ses fonctions plus sûrement et d'occasionner, quand la languette touche le noyau, un frottement moindre que celui produit par les contacts accidentels entre le coin et le rebord du plateau.

Les détails que nous omettons seront aisément suppléés par l'examen des figures 4 et 5, et par ce qu'on a vu dans les précédents articles.

---

339. Le mouvement angulaire de la fourchette, dans quelques-uns des beaux échappements sortis des fabriques suisses, n'est pas borné par deux plots d'appui (Y, Y', *fig.* 1), mais par la tige même de la roue d'échappement, contre laquelle va s'appuyer l'un des bras de la pièce XX', pièce qui n'est autre chose qu'un prolongement de la fourchette ; prolongement fait d'un morceau d'acier rapporté et fixé sur l'ancre, par les moyens ordinaires, c'est-à-dire à vis et la tige d'ancre servant de *pied*.

Cet appendice est ajouté dans l'intention de faciliter l'équilibre du tout, et de prévenir l'adhérence de la fourchette sur son point d'appui pendant le repos de l'ancre, avec cet appendice le point de contact changeant à chaque vibration.

Quoique la roue soit sans mouvement, tout le temps qu'un des bras X, X' est appuyé contre l'axe de cette roue, il est bon de ne laisser à cet axe que la grosseur réclamée pour la solidité, afin de diminuer autant que possible l'étendue des surfaces en contact.

La plupart des faiseurs d'échappements, tout en construisant leur fourchette avec l'accessoire XX', font les bras assez écartés pour qu'ils ne puissent toucher à l'axe de la roue : la fourchette va s'appuyer sur les plots Y, Y'. Est-ce parce que cette méthode exige moins de précision et leur permet une plus grande rapidité dans le travail ? Est-ce qu'ils se sont aperçus qu'il résultait quelques inconvénients d'une percussion répétée sur la tige de la roue d'échappements ? Comme il ne nous a pas été possible d'acqué-

rir une entière certitude à cet égard, nous nous contenterons de signaler le fait.

Pour connaître l'angle d'écartement des deux bras X, X', on tire du centre de l'ancre, supposé dans la position indiquée par la fig. 1 (*pl.* VI) les deux lignes CZ, CO, tangentes à l'axe de la roue; puis on mène les deux autres lignes C*v*, C*y*, formant avec les premières deux angles *v*CZ, OC*y*, chacun égal au mouvement angulaire de la fourchette sur une demi-levée : soit 5°.

L'angle *y*C*v* donnera l'écartement des deux bras.

APPLICATION DES PRINCIPES.

340. Comme base de calcul nous nous servons dans la première des applications qui suivent de la ligne et de ses subdivisions en douzièmes et en quarante-huitièmes, parce que la plupart des micromètres en usage chez les horlogers ont leur graduation faite sur cette mesure. Mais, en nous conformant à l'usage à peu près général, nous devons avertir qu'il serait préférable d'adopter pour unité de mesure le millimètre et sa division en dixièmes; le calcul ramené au système décimal serait plus simple, quoique l'opération restât la même.

On trouvera dans l'appendice les instructions nécessaires à ceux qui voudront construire eux-mêmes et sur une base de calcul donnée des micromètres beaucoup plus exacts que ceux vendus par les marchands de fournitures d'horlogerie.

Calculer les proportions d'un échappement le diamètre de la roue étant seul connu.

341. Le diamètre de la roue devant être de 4 lignes, ou, ce qui est la même chose, de 48/12^{mes} de ligne, on multiplie ce chiffre 48 par 3,14, etc. (1); ce qui donne 150,72 pour la circonférence de la roue.

(1) Le rapport géométrique du diamètre à la circonférence étant, comme on l'a vu (**104**), de 3,141592, il s'ensuit que si le diamètre est 48, la circonférence doit être 48 × 3,14....

La circonférence de la roue (150,72) divisée par le nombre des dents (15) donne pour quotient 10,05 ou l'écartement de deux pointes des dents.

Les deux pointes sont donc distantes entre elles de 10 douzièmes plus les 5 centièmes d'un douzième. La faiblesse de la fraction permettant de la négliger, on se borne au chiffre rond.

L'intervalle d'une pointe à l'autre étant égal à deux fois la largeur d'un bec plus deux fois la largeur d'une tête de dent, et la dent devant avoir même largeur que le bec, en divisant 10 par 4, le résultat 2 1/2 donnera la largeur de chaque bec et de chaque dent, et, de plus, l'épaisseur de la fraise qui servira à entailler les bras de l'ancre pour y loger les levées en rubis.

L'espace d'une pointe à l'autre comprend un vide plus une dent : la fraise à tailler la roue devra donc avoir pour épaisseur les 3/4 de 10 ou 7 douzièmes.

La profondeur des vides de la roue (**336**) devant être environ 1/5^{me} du rayon (un peu moins de 5 pour 24), le diamètre entre les vides opposés sera égal à 48 moins un cinquième ou à 38 douzièmes et demi.

L'ouverture de l'ancre (**332**), comprenant trois pointes de dents et un demi-vide, ou en d'autres termes deux vides et demi, sera égale à 10,05 multiplié par 2 1/2 : soit 25 douzièmes plus 12 centièmes.

La largeur d'un bec d'ancre étant de 2 1/2, on peut porter celle du bouton à 3 sur son plus grand diamètre, et, puisque ce bouton est ovale, à 2 seulement sur le petit diamètre.

342. Au lieu de considérer la circonférence divisée en douzièmes, si on la considère divisée en degrés, on sait que pour une roue de 15 dents l'ouverture de l'ancre est de 60°, la largeur d'un bec 6°, la largeur d'une dent 6°.

Ainsi pour une roue de 15 dents et de 48 douzièmes de diamètre, et par suite de 24 de rayon.

L'ouverture de l'ancre est de	25	douzièmes	1/10	ou 60	degrés
La largeur de chaque levée	2	—	1/2	6	—
La largeur des dents	2	—	1/2	6	—
L'épaisseur de la fraise à fendre l'ancre	2	—	1/2	«	—

L'épaisseur de la fraise à tailler la roue	7	douzièmes	1/12	ou	» degrés
La profondeur des vides de la roue, environ	5	—	»	»	—
Le grand diamètre du bouton	3	—	»	»	—
Le petit diamètre du bouton	2	—	»	»	—
La largeur de l'entaille de fourchette (avec 1/12me de jeu)	4	—	»	»	—

On trouvera plus loin dans les détails pratiques des indications pour déterminer la valeur des quantités omises sur ce tableau : telles que la hauteur des inclinés, la position du bouton et celle du coin, la longueur de la fourchette, la grandeur du plateau, etc., etc. ; mais pour les personnes familiarisées avec le calcul et les opérations trigonométriques, nous allons donner une méthode plus précise et plus complète que la précédente.

---

343. La route étant de 15 dents et de 8 millimètres de diamètre, on prend pour unité le dixième du millimètre.

Il faut avoir soin dans le calcul de conserver toujours un nombre suffisant de chiffres décimaux, si l'on veut arriver à des résultats très précis.

8 millimètres multipliés par 10 donnent 80 dixièmes pour le diamètre de la roue.

$80 \times 3{,}1415 = 251{,}32$, ou la circonférence de la roue. La circonférence de la roue, divisée par le nombre des dents $\left(\frac{251{,}32}{15}\right)$ donne l'écartement d'une pointe de dent à l'autre.

Cet écartement connu, on en tire, comme on vient de le voir, la largeur des levées, la largeur des dents et l'épaisseur des deux fraises à tailler l'ancre et la roue.

Le rayon de la roue étant 40, ce chiffre, divisé par 5, donnera la profondeur du vide.

Le triangle AEC (*fig.* 1, *pl.* VI) est un triangle rectangle, dont un côté est connu ainsi que les trois angles. Le côté AE est égal à 40 (ou le rayon de la roue). CEA est un angle droit. CAE forme la moitié de l'angle d'ouverture (30°), et, par consé-

quent, ACE est égal à 60°. On a donc (*fig.* 6, *pl.* VI) A=90°, C=30°, B=60°, *b*=40, et l'on pose les deux proportions :

Sin. B : R :: *b* : *a*.
R : *cot.* B :: *b* : *c*.

ou de préférence à cette dernière :

Tang. B : R :: *b* : *c*.

La résolution de ces proportions ou équations fera trouver la valeur de *a* (AC, *fig.* 1) ou la distance du centre de la roue au centre de l'ancre, et la valeur de *c* (CE, *fig.* 1) ou l'intervalle du centre de l'ancre au milieu des becs, c'est-à-dire l'intersection des lignes CE, AE (*fig.* 1, *pl.* VI), qu'on détermine par des ouvertures de compas.

La distance du centre de l'ancre au centre du balancier n'est pas une quantité absolue : elle doit en moyenne égaler le diamètre de la roue (**324**). Fixons-la à ce chiffre.

En examinant le triangle rectiligne C*o*B (*fig.* 1), on voit que le côté CB est connu (80), que l'angle BC*o* est égal au mouvement angulaire de la fourchette (soit 5°) ; que l'angle *o*BC est la moitié de la levée totale (soit 25°), et que, en conséquence, l'angle B*o*C est égal à 150°.

On a, en considérant la fig. 7 : C = 5°, B = 25°, A = 150°, *a* = 80.

Les proportions :

Sin. A : *sin.* B :: *a* : *b*,
Sin. A : *sin.* C :: *a* : *c*,

donneront la valeur de *b* (*o*C, *fig.* 1) ou la longueur de la fourchette du centre de l'ancre à la naissance des cornes, et la valeur de *c* (*o*B, *fig.* 1) ou l'intervalle du centre du bouton au centre du balancier.

Les dimensions du bouton étant déterminées comme plus haut,

on en conclut la profondeur de l'entaille de fourchette, et cette profondeur, étant déduite sur *b*, donne naissance à un nouveau triangle (*fig.* 8) dont on connaît un angle ($C' = 5°$) et deux côtés : *a'* égal à 80, et *b'* égal à *b*, moins la profondeur de l'entaille. (Nous supposons que le *coin* affleure le fond de l'entaille.)

La résolution de ce nouveau triangle fait trouver la valeur de *c'*, qui n'est autre chose que le rayon du plateau.

Indiquons l'opération :

Sin. A' : *sin.* B' :: *a'* : *b'*.
Sin. A' + *sin.* B' : *sin.* A' — *sin.* B' :: *a'* + *b'* : *a'* — *b'*.
Sin. A' + *sin.* B' : *sin.* A' — *sin.* B' :: *tang.* 1/2 (A' + B') : *tang.* 1/2 (A' — B').
(A' étant connu) *sin.* A' : *sin.* C' :: *a' c'*.

Toutes les proportions de l'échappement sont alors déterminées exactement, sauf les hauteurs des inclinés, que l'on trouve dans la pratique avec une telle facilité qu'il est inutile de recourir à une opération trigonométrique compliquée, et d'une application difficile vu l'exiguité des angles et des surfaces en question. Il en est de même quant à l'échancrure du plateau.

Les mesures données par le calcul se prennent très bien soit avec le micromètre, soit avec le compas de proportion. L'appendice expliquera l'usage et donnera la figure de ces instruments.

CHAPITRE III.

DÉTAILS PRATIQUES, ETC.

De la roue.

344. La roue se fait indifféremment en acier ou en laiton.

La roue de laiton vaut mieux que la roue d'acier ; on ne pourrait que répéter ici ce qui a été dit article **267**. Nous y renvoyons, mais en ajoutant qu'il n'est pas très rare de rencontrer

dans des échappements à ancre avec roues d'acier les faces des repos et des inclinés dépolies, quand ces échappements ont marché assez longtemps après le desséchement de l'huile des levées.

En France et en Suisse, on donne aux dents la forme en *tête*, c'est-à-dire qu'elles sont larges et renflées des extrémités et très dégagées de la base. En Angleterre, on adopte de préférence la dent aiguë.

La dent en *tête* garde mieux l'huile, facilite la rentrée et le départ, adoucit le frottement et permet, à levée égale, de diminuer à volonté l'étendue des repos.

La dent aiguë, qui de toute nécessité doit être en laiton, en outre des défauts opposés aux qualités ci-dessus, est plus susceptible d'usure et de déformation ; elle garde difficilement l'huile, qu'il n'y faut mettre qu'en très petite quantité ; mais, en revanche, elle présente plusieurs avantages : le premier consiste dans la largeur doublée des becs de l'ancre, auxquels adhère une plus forte couche d'huile qui suffit longtemps à graisser les pointes des dents ; le second, c'est que l'échappement est moins sensible aux variations dans la fluidité de cette huile, et qu'il peut marcher longtemps encore quand celle-ci s'est dénaturée ou épaissie. Quelques artistes même n'en mettent ni aux dents, ni aux levées, quand la roue est en laiton anglais.

Ce sont probablement les avantages que nous venons d'énumérer qui ont fait adopter la roue aux dents pointues par les Anglais, leur climat humide, surtout celui de Londres, ayant une influence très grande sur l'huile, dont il amène la prompte décomposition.

Pour faire la roue, il ne faut pas prendre du laiton dit *à la croix*, recommandé à tort par des artistes, ni en général des laitons *gras*, qui exigent un long écrouissage et d'être beaucoup réduits sur leur épaisseur, par l'action du marteau, pour acquérir la dureté nécessaire. Ces laitons, sous le travail du fendage, se tourmentent, et la roue se déforme.

On fera son choix parmi les laitons dits *aigres*, c'est-à-dire parmi ceux qui, sous le marteau, se durcissent rapidement et sans amener une grande réduction dans l'épaisseur primitive.

Ces indications doivent suffire à l'ouvrier intelligent : son expérience et sa sagacité peuvent seules le guider à défaut de plus amples renseignements qu'on ne peut lui procurer ici.

La grandeur de la roue est donnée par la dernière moyenne. Il faut se souvenir de ce qui a été déjà dit sur la progression décroissante des rayons ou leviers du rouage (**166**, **178**), progression qui doit être un peu plus rapide dans les petites montres et pour des raisons analogues à celles énoncées à propos de l'échappement à cylindre (**179**) ; mais, toutes proportions gardées entre deux montres de dimensions générales semblables, l'une à cylindre, l'autre à ancre, la roue d'ancre devra être d'un diamètre un peu plus petit que le diamètre de la roue de cylindre. L'expérience et l'examen des bons modèles révéleront à l'horloger à quel chiffre doit s'arrêter cette différence. On pourrait approximativement la trouver par le calcul, mais cela nous entraînerait hors des bornes d'un traité élémentaire.

Dans les montres anglaises à grand balancier et à vibrations plus lentes que dans nos montres, le diamètre de la roue d'échappement doit être d'environ 1/6^{me} plus petit que dans ces dernières.

Exécution de la roue.

345. L'exécution d'une roue d'ancre présente moins de difficultés que l'exécution d'une roue Duplex.

Une roue d'acier, à dents larges, se taille à la fraise ordinaire ; seulement, deux fraises sont nécessaires : l'une, coupant par devant, pour tailler les faces droites et vider les pleins ; l'autre, coupant par devant et de côté, pour dégager et arrondir le derrière des dents.

Tout horloger peut, après quelques essais, faire lui-même ses fraises et les tailler : la fraise plate, sur l'outil-à-fendre les roues ; la fraise ronde, avec une molette fine, abondamment fournie d'huile et qu'on appuie fortement contre cette fraise, montée sur un arbre court et fort ; arbre conduit au pied par une roue à renvoi de préférence à l'archet.

L'acier doit avoir été préalablement très bien *recuit*.

Les marchands de fournitures sont pourvus ou peuvent se procurer des molettes propres à l'usage que nous venons d'indiquer.

Comme les fraises faites à la molette ont la *taille* moins nette et moins tranchante que celle des fraises sorties des mains des fabricants de limes, il faut avoir le soin, dans le fendage de la roue, d'enlever peu de matière à la fois, de mettre de l'huile et de nettoyer de temps en temps la fraise avec la gratte-bosse.

La roue en laiton se fend au *couteau* ou à la fraise ordinaire.

Ainsi que pour la roue Duplex, il ne faut pas vider l'intervalle entre deux dents d'un seul coup de fraise, mais faire cette opération en plusieurs fois.

Pour connaître quelle est la position que doit occuper la fraise, afin de donner au devant de la dent l'inclinaison convenable, on fixe sur le tasseau de l'outil-à-fendre un disque de même diamètre que la roue. La pointe de l'alidade étant placée dans une des divisions du nombre 360, et l'arbre du charriot étant garni d'un onglet ou d'une fraise à angle vif, dont l'angle aigu corresponde parfaitement au centre du tasseau, c'est-à-dire à la pointe de la pompe, on fait un trait au bord du disque; puis on fait sauter à l'alidade autant de points qu'on veut de degrés d'inclinaison, et l'on trace un second trait, toujours au bord du disque. L'intervalle d'un trait à l'autre (OA, *fig.* 9, *pl.* VI) est la quantité dont le flanc de la fraise qui taillera la face droite des dents doit être *mis de côté*, c'est-à-dire en dehors de la ligne qui serait perpendiculaire à l'axe de la fraise et qui passerait par le centre du tasseau (1).

Le petit incliné qui termine l'extrémité des dents se fait le plus ordinairement sur l'outil même qui a servi à fendre la roue, et avec une fraise dont la face taillée est inclinée, par rapport au plan de cette fraise, du même nombre de degrés que le petit incliné des dents. On peut aussi former ces inclinés sur l'outil qui

(1) L'angle ODA (de 25 degrés) et l'angle DOB (*fig.* 9) sont égaux comme *alternes-internes*.

sert à faire ceux des roues de cylindre, ou sur un outil analogue. Cette méthode est la préférable pour ceux qui n'ont que rarement l'occasion de construire un échappement, en ce qu'elle permet de tâtonner la hauteur de l'incliné et de la mettre en rapport avec la quantité de repos que l'on veut conserver. En outre, elle offre l'avantage d'opérer du même coup la *justification* du contour de la roue.

L'incliné des dents doit être droit dans le sens de sa longueur, mais *bercé* en travers. Les dents qui ont cette forme ont moins de frottement et conservent mieux leur huile, qui est en partie refoulée sur les côtés, d'où elle revient au centre, au lieu d'être chassée en arrière et de passer aux talons.

Quand la hauteur des inclinés des dents n'est pas déterminée de façon à permettre une exécution précise, on attend, pour les former, que l'on ait achevé l'ancre. La vérification sur le compas d'engrenage fera connaître la quantité exacte de l'élévation de ces inclinés.

C'est à tort que les ouvriers suisses polissent le *biseau* des dents; l'adouci fin est préférable : l'huile, ayant une plus forte adhérence avec lui, reste en plus grande quantité sur ce biseau, s'y étale plus facilement, et, par suite, alimente les surfaces frottantes pendant un espace de temps plus long.

Afin d'y mieux fixer l'huile, Bréguet fendait les extrémités des dents; d'autres artistes y percent un trou; d'autres y pratiquent une *gourge* ou rigole en biais, dont la pente doit s'incliner du côté où la dent s'appuie sur les repos. Ces moyens, assez bons pour faire atteindre le but qu'on se propose, sont peu employés, les difficultés d'exécution n'étant pas suffisamment compensées par les résultats, qui ne sont pas très sensiblement supérieurs à ceux obtenus d'une roue ordinaire bien faite.

Pour les détails d'exécution communs aux roues d'ancre, Duplex, de cylindre, on consultera les articles concernant les deux dernières.

De l'ancre.

346. L'ancre et sa fourchette sont faits ordinairement d'un

seul morceau d'acier; quelquefois les deux parties sont indépendantes et maintenues l'une sur l'autre par un axe à vis et par des pieds. On peut alors faire la fourchette en laiton et se dispenser de mettre de l'huile au rubis du doigt. Dans les beaux échappements, où la fourchette est en acier, son entaille est garnie d'or intérieurement; malgré cette précaution, et selon l'avis de bons artistes, il est toujours sage de graisser d'huile et légèrement le bouton.

Au sein des fabriques, on distingue les ancres en ancres à *levées visibles*, ce sont ceux des figures 2 (*pl.* V) et 1 (*pl.* VI), et en ancres à *levées couvertes*. Dans ces derniers, les rubis des levées sont incrustés et noyés dans les bras d'acier de l'ancre. Cette forme, moins gracieuse que la première, et qui procure à l'ancre un léger supplément de poids, offrirait l'avantage de mieux garder l'huile aux faces frottantes si l'on avait le soin, tout en ne donnant que l'épaisseur nécessaire aux rubis des levées et aux bras d'acier, de laisser déborder légèrement l'acier en avant des plans inclinés. Cette huile pourrait alors être logée en suffisante quantité dans les deux réservoirs formés de chaque côté et le long des inclinés.

L'exécution de l'ancre à levées couvertes, quand on veut un ancre léger et fait selon les principes, présente plus de difficulté que l'exécution de l'ancre à levées visibles. L'aspect flatteur à l'œil de ce dernier, ce qui est une raison de marchand et non d'artiste, et les motifs exprimés ci-dessus, le font placer de préférence dans les montres du plus haut prix. Son exécution, qui, sous le côté *manuel*, ne laisse rien à désirer, n'est confiée qu'à des ouvriers habiles, tandis que les moindres sujets sont occupés à la confection des ancres à levées couvertes; aussi ces derniers sont-ils généralement si lourds, si mal faits et si inférieurs aux premiers, qu'on ne peut les placer que dans les ouvrages les plus communs.

Aujourd'hui, dans les fabriques suisses, les échappements se font en *parties brisées*, c'est-à-dire que chaque ouvrier, ayant une spécialité dont il ne sort pas, fait son unique pièce sans s'inquiéter des autres, ni des rapports qu'elles doivent avoir entre

elles, rapports que, du reste, il est presque toujours incapable d'apprécier.

L'un ne fait que découper les ancres à l'emporte-pièce ; l'autre les finit d'après un modèle connu et invariable ; un autre ne fait que les axes; un autre que les plateaux, etc., etc. Par cette méthode, on est arrivé à l'incroyable résultat d'établir un échappement à ancre pour moins de cinq francs.

Exécution du calibre de l'échappement.

347. Lorsque l'on veut construire un ancre, il faut auparavant dresser avec beaucoup de soin le calibre de l'échappement.

Sur une plaque de laiton, bien redressée et adoucie, d'au moins dix douzièmes de ligne d'épaisseur, on pointe et l'on perce un trou pour le centre de la roue, dont on trace bien exactement la circonférence (*fig.* 10, *pl.* VI).

La roue, supposée de 15 dents, l'angle d'ouverture de l'ancre est de 60°.

On gomme la plaque (que nous désignerons sous le nom de calibre 1) sur un tasseau de l'outil-à-fendre ; le trou de la roue (*a*) centré par la pompe. La pointe de l'alidade étant arrêtée dans une des divisions du nombre 360, on trace, avec un onglet, au lieu de fraise, le trait *ab* (*fig.* 10, *pl.* VI). On fait tourner la plate-forme à droite de 30 points pour tirer le trait *ad;* puis on ramène la plate-forme à gauche en comptant 60 points, et l'on tire le trait *ac.* L'angle *dac*, de 60°, donne l'ouverture de l'ancre.

Le calibre 1 enlevé du tasseau, on pointe avec toutes les précautions nécessaires, et à l'intersection des lignes *ad*, *ac*, avec la circonférence, les points *d* et *c*, où l'on perce deux trous fins.

On replace le calibre 1 sur le tasseau, en prenant le trou *c* pour centre. L'alidade, arrêtée dans un nombre quelconque de la plate-forme, pourvu que ce nombre soit divisible par 4 et la ligne *ac* bien perpendiculaire à l'axe du char, ce que l'on vérifie en faisant parcourir toute la longueur de cette ligne par la pointe

de l'onglet, puis on fait décrire un quart de tour à la plate-forme et l'on tire le trait *cb*.

En agissant de même pour le trou *d*, on obtient la ligne *db*. Le croisement des deux lignes *cb*, *db*, donne le point *b*, que l'on perce en prenant de grandes précautions, afin d'éviter le dérangement du centre.

Si la position de l'axe du balancier n'est pas donnée, on la détermine et on y pointe un trou, soit en *g*, par exemple. Le calibre 1, fixé sur le tasseau (le trou *b* pris pour centre et la pointe de l'alidade dans le nombre 360), on trace la ligne *bg*, partageant exactement le point *g*. On compte cinq divisions à droite pour tirer la ligne *bi;* puis on ramène la plate-forme de dix divisions à gauche pour tirer l'autre ligne *bj*.

Le trou *g* étant percé, on agit de même pour tracer l'angle de levée, c'est-à-dire que lorsque le calibre 1 est placé sur le tasseau et centré sur le trou *g*, que l'alidade est au 360, et que la ligne *bg* est dans la direction perpendiculaire à l'arbre, on fait parcourir à l'alidade autant de points qu'on veut de degrés à la demi-levée de l'échappement, soit 25; on tire la ligne *gh;* on ramène en arrière en comptant 50 points, et l'on tire la ligne *gl*.

Du centre *g*, avec un petit compas-à-pompe bien disposé, on trace la petite circonférence *k*, passant à l'intersection des lignes *bi*, *gh*. Le point *z*, où cette circonférence coupe la ligne des centres, est la place du bouton ; on y perce un trou.

Du centre *b* on décrit l'arc de cercle *mn*, qui limite la longueur de la fourchette ; et du centre *g* on décrit la petite circonférence *v*, qui fixe la limite intérieure des cornes.

Le calibre de l'échappement est alors à peu près complétement dressé, puisque l'on connaît : les points de plantage *a*, *b*, *g*, la place du bouton, la longueur de la fourchette, etc., et qu'à la rigueur cela peut suffire. Cependant, il est bon, pour plus de commodité, et pour ne pas surcharger le calibre 1 de trop de lignes, de prendre une autre plaque, que nous nommerons le calibre 2 (*fig.* 11), et dans laquelle on perce, en la serrant contre le calibre 1, les trous *a*, *b*, *g*, *d*, *c*, *z*. On agrandit les trous *d* et *c* jusqu'à ce qu'ils aient pour diamètre la largeur d'un bec de

l'ancre, chose facile à obtenir, puisque l'on possède la grandeur de la roue d'échappement (**341**).

On agrandit le trou du bouton jusqu'à ce que ce trou ait une largeur égale au diamètre de ce bouton. En se guidant sur le bord du trou, on peut, si l'on n'aime pas mieux attendre que l'ancre soit exécuté, marquer la place de l'extrémité du coin, et, par suite, la grandeur du plateau (**330**). Il sera sage, quand on passera à l'exécution, de faire ce dernier un peu plus grand que la dimension trouvée, quitte à être obligé de le diminuer après la vérification de l'échappement.

On trace, avec l'onglet de l'outil-à-fendre, la ligne des centres *ab* (*fig.* 11), en prenant le trou *b* pour centre; puis on fait décrire 1/4 de tour à la plate-forme, afin de tracer la ligne *bg*, faisant un angle droit avec la première.

Dans la plupart des calibres, autres que ceux pour ancres *droits*, la ligne *bg* se confond (comme cela a lieu dans la fig. 11) avec la ligne qui, du centre de l'ancre, va passer par le centre du balancier.

Le calibre 2 mis sur le tasseau de l'outil-à-fendre (le trou *d* servant de centre et l'alidade au nombre 360), on tire la ligne *ad*R (rayon prolongé de la roue) ; on fait sauter, à gauche, 15 points de la plate-forme, et l'on tire la ligne *dv;* puis deux parallèles à cette ligne, et effleurant de chaque côté le trou *d*.

On agit de même pour le trou *c*, sauf que le mouvement de la plate-forme n'est alors que de 12 points.

On perce les deux trous P, Q. Ces deux trous, dont nous allons bientôt connaître l'usage, doivent être légèrement en dehors de l'ancre terminé, c'est-à-dire dans les parties d'acier qui disparaîtront quand on fera le découpage de cet ancre.

Avec le secours des calibres 1 et 2, il est facile de construire l'ancre sans grande difficulté, et il suffit pour cela d'un peu de soin et d'adresse.

Exécution de l'ancre.

348. La plaque d'acier dont on veut faire l'ancre étant pré-

parée de grandeur suffisante pour couvrir les trous *d*, P, Q, *g*, *c* (*fig.* 11, *pl.* VI), on tire sur cette plaque la ligne *xy* (*fig.* 12), et sur cette ligne, à l'endroit convenable, on perce le trou du centre, *r*. La plaque assujétie sur le calibre 2 (*fig.* 11), par un arbre ou une goupille bien ronde, passant dans les deux trous, *r* de la plaque et *b* du calibre 2, on amène la ligne *xy*, qui traverse la plaque, à concorder bien exactement avec la ligne *bg* (la perpendiculaire à *ab*) du calibre 2 (*fig.* 11), et les deux pièces solidement assemblées et maintenues dans cette position par de fortes pinces-à-boucle, ou par tout autre moyen, on pointe dans la plaque d'acier les trous *d*, *c*, *g*, *z*, Q, *b*, P, du calibre 2, et l'on achève de percer la plaque sur l'outil-à-percer droit.

Ces trous doivent avoir exactement la grandeur de ceux du calibre 2.

Avant de détacher l'ancre du calibre, on décrit, sur la plaque d'acier et du centre *a*, une portion de circonférence d'un rayon égal à celui de la roue, et l'on tire des lignes concordant avec les lignes parallèles des trous *d* et *c* du calibre 2. Les lignes tirées sur l'ancre serviront comme de guides et de points de vérification quand on fera le fendage de cet ancre.

On dégage à la lime le devant de la plaque d'acier, ainsi que la chose est indiquée fig. 12, mais avec cette précaution essentielle de n'enlever qu'un peu moins de la moitié des trous, c'est-à-dire de ce qui est compris entre les deux parallèles formant les bras.

L'ancre est alors prêt à être fendu.

Fendage de l'ancre, etc.

349. L'ancre se fend habituellement sur un outil-à-plate-forme approprié à ce travail ; mais ce moyen n'étant pas à la portée de tous les ouvriers, nous allons en donner un autre très simple et d'un usage toujours facile. Ceux qui l'auront bien compris, et essayé, seront à même de se construire, au besoin, les accessoires nécessaires au fendage de l'ancre sur l'outil-à-plate-forme.

A défaut d'un outil spécial, l'ancre peut se fendre sur un compas-aux-engrenages; un petit outil accessoire, que nous nommerons *disque-à-pivots*, est alors nécessaire, et voici comment on l'exécute.

On prend une plaque d'acier d'une ligne d'épaisseur environ, à laquelle on donne la forme représentée figure 13 (*pl.* VI). On tourne avec soin les deux pointes et le contour des deux bras, que l'on amène à une égale grosseur; on redresse le dessus du disque de façon à ce que sa surface, bien plate et adoucie, soit à fleur des bras des deux côtés.

On tire la ligne *cd*, qui doit passer bien exactement par les deux pointes des bras; sur cette ligne, et au centre du disque, on perce le trou *s*.

Le disque étant gommé sur le tasseau de l'outil-à-fendre (le trou *s* servant de centre), on s'assure que la ligne *cd* est bien dans la direction perpendiculaire à l'axe du charriot, c'est-à-dire que la plate-forme étant arrêtée au nombre 360, et la pointe de l'onglet correspondant bien à la pointe de la pompe du tasseau, cette pointe d'onglet parcourt exactement et sur toute sa longueur la ligne *cd*.

La vérification terminée, on fait sauter à l'alidade, en faisant tourner la plate-forme vers la droite, 42 points bien comptés, et l'on tire la ligne *bn;* on ramène la plate-forme à sa première position; puis on la fait tourner vers la gauche, en comptant 15 points pour tracer la ligne *am*.

Ces deux lignes doivent descendre sur le rebord du disque jusqu'à la surface inférieure (*fig.* 14).

Enlevé du tasseau, le disque se fixe sur le calibre 2 par une goupille, ou un arbre, passant par le trou *s* du disque et par le trou *b* du calibre. Quand la ligne *bn* du disque coïncide exactement avec la ligne *bg* du calibre 2, on assujétit les deux pièces superposées avec des pinces-à-boucle, ou plutôt avec un petit étau à main garni de laiton, et l'on perce le trou *e* du disque sur le trou Q du calibre 2.

On agit de même pour le trou *f* (*fig.* 13), qui doit corres-

pondre au trou P (*fig.* 11), quand la ligne *am* (*fig.* 13) correspond à la ligne *bg* (*fig.* 11).

Les deux entailles au disque, nécessaires pour le passage de la fraise, étant faites, et le dessus de ce disque étant adouci et débarrassé de toutes bavures, on chasse dans les trois trous *s*, *e*, *f* (*fig.* 13), après les avoir légèrement agrandis, trois goupilles d'acier bleu, tournées rondes et débordant au-dessus de la surface du disque d'un peu plus qu'une épaisseur d'ancre.

Le disque-à-pivot est alors terminé (1) : on y place l'ancre (*fig.* 15), que l'on fixe à la gomme-laque; puis on met le disque entre les broches d'un compas-aux-engrenages pourvu d'une patte qui permette de le serrer à l'étau de l'établi.

L'arbre qui porte la fraise étant placé entre les deux autres broches du compas, il est facile d'amener cette fraise à la position convenable, puisque les lignes parallèles tracées sur l'ancre doivent tomber exactement de chaque côté de la fraise; et d'ailleurs on a ici un guide sûr dans la demi-circonférence conservée du trou.

Ce trou ayant un diamètre égal ou plutôt très légèrement plus grand que la largeur d'un bec, la fraise doit pénétrer un peu dans le demi-cercle.

L'entaille où sera logé le rubis de la levée sortante étant faite, on enlève l'ancre que l'on gomme de nouveau; son trou de centre entré sur la goupille *s* (*fig.* 13) et le trou *v* sur la goupille *f*, et l'on opère comme on vient de le faire pour l'autre côté.

La ligne *xy* de l'ancre peut servir de guide quant à l'égalité de profondeur des entailles.

Le disque-à-pivots servira au besoin à tailler des ancres de dimensions fort différentes; et l'on peut même conserver seulement la goupille du centre et supprimer les deux autres, si on a

(1) Le triangle ABC (*fig.* 16) est un triangle équiangle. L'angle BCA étant égal à 60°, l'angle DCH sera donc de 120°. En considérant le triangle DHC dont l'angle CDH est de 12°, on trouvera que l'angle CHD est de 48°.

Une perpendiculaire menée du centre M sur la ligne HN produira le triangle rectangle MNH dont l'angle MHN = 48°, et par conséquent l'angle HMN = 42°.

Une opération semblable prouvera que *a*M*b* doit être de 15°.

le soin de les remplacer par des vis ajustées aux endroits convenables, c'est-à-dire choisis de telle sorte que l'ancre étant placé sur le disque, et sa ligne (*xy*, *fig.* 12) coïncidant avec l'une des lignes *am* ou *bn* (*fig.* 13), il suffise de serrer ces vis pour assujétir fortement l'ancre sur le disque (*fig.* 15). (Si l'on avait quelque crainte de dérangement, on pourrait couler un peu de gomme-laque autour de l'ancre, déjà maintenu par les vis.)

L'ancre étant fendu, on décrit sur lui, du trou *y* pour centre (*fig.* 12), le petit cercle (*v*, *fig.* 10) qui limite la longueur de la fourchette et la courbe intérieure des cornes, et qui indique ainsi quelle est la quantité de matière superflue qu'on peut enlever. Le trou *w* (*fig.* 12) ayant pour diamètre le diamètre du bouton, il suffit d'*étirer* un peu ce trou vers le centre *r* et d'en faire un carré long pour que l'entaille de la fourchette soit achevée. La profondeur de cette entaille donnant la position du *coin*, il ne reste plus qu'à terminer l'ancre en le découpant à la lime avec beaucoup de soin. On ne lui laisse que la matière nécessaire à la solidité ou utile à l'équilibre de la pièce montée sur son axe.

En plaçant l'ancre sur le calibre 1 (un arbre passant par les deux centres), et en faisant parcourir à la fourchette son angle de 10°, on s'assure que les parties d'acier, de chaque côté des entailles des levées, sont assez éloignées des dents de la roue pour ne pas en attirer l'huile.

Quand l'ancre est prêt à être trempé, on prend avec un compas la distance du centre à l'extrémité du coin, avec cette ouverture de compas, et du point *b* (calibre 2) pour centre, on fait un trait sur la ligne *bu*.

La petite circonférence, tracée du centre *g*, et qui passe à l'intersection *u*, donne la grandeur du plateau.

Ce plateau, auquel il faut toujours conserver, en le diminuant d'épaisseur, un petit canon d'ajustement, étant ébauché presque de grandeur, on le fixe avec un arbre et des pinces sur le calibre 2, et l'on y perce le trou du bouton.

L'on ajuste et l'on gomme un doigt de laiton provisoire, et l'on garnit également l'ancre de deux levées en laiton, un peu plus longues qu'il n'est nécessaire.

L'ancre ainsi préparé, on le place sur le calibre (un arbre ajusté à frottement dur dans le calibre, traversant les trous de centre); l'on amène la ligne *xy* du milieu de l'ancre sur la ligne *bg*, et, l'ancre arrêté dans cette position, on trace sur les levées de laiton du centre *a*, et avec une fine pointe de compas, la circonférence de la roue.

En faisant tourner l'ancre sur son centre, on amène sa ligne *xy* bien exactement sur la ligne *bi* du calibre, et l'on trace la circonférence de la roue sur la levée sortante.

On ramène l'ancre en arrière jusqu'à ce que sa ligne *xy* coïncide avec la ligne *bj* du calibre, et l'on trace la circonférence de la roue sur la levée entrante.

L'espace compris entre les deux traits faits sur chaque levée est égal à la hauteur des inclinés; on les forme à la main, mais avec la précaution de laisser un petit surcroît de matière que l'on enlèvera plus tard, s'il y a lieu, et vérification faite.

Pour faire cette vérification, on ajuste à frottement dur, dans le trou *a* du calibre 1, un arbre. Cet arbre sert d'axe à la roue, comme un autre arbre placé dans le trou *b* sert d'axe à l'ancre, et les deux pièces, ainsi maintenues à la surface du calibre, peuvent (étant conduites par les doigts, des brucelles ou des pointes de fusin), fonctionner comme elles le feront plus tard dans la montre.

Pour obtenir une plus grande certitude, il est bon de faire une seconde vérification au moyen du compas-aux-engrenages. On verra plus loin comment cela se pratique.

Le mouvement angulaire de la fourchette, pendant le passage d'une dent sur les plans inclinés, étant connu, on enlève la roue et on place le plateau sur le calibre 1, c'est-à-dire en l'enfilant sur un arbre ajusté dans le trou *g*. On fait fonctionner l'ancre et le plateau pour s'assurer que le bouton ne touche qu'aux parois de l'entaille de la fourchette, et qu'il passe devant les cornes avec un *jour* de sûreté suffisant.

Il faut se souvenir dans le cours de cette opération que c'est le doigt qui mène au commencement de la levée, tandis que c'est, au contraire, la fourchette qui conduit vers la fin.

On a dû donner au bouton une longueur suffisante, et qui permette à l'œil de suivre et d'apprécier facilement le jeu de cette pièce.

Le plateau étant retourné sur l'arbre qui lui sert d'axe, et l'ancre étant arrêté à la limite de son mouvement angulaire (10°), le plateau doit effleurer le coin. On tourne, sur le tour, ce plateau de grandeur convenable, et l'on ébauche son échancrure, afin de faire une nouvelle vérification sur le compas.

Nous venons de dire que l'ancre ayant accompli son mouvement angulaire de 10°, le plateau doit effleurer le coin; et, en effet, le point de repos de la fourchette ou la place du *plot* est en dehors du mouvement angulaire, puisqu'il faut laisser, par mesure de précaution, un petit *jour* de sûreté entre l'extrémité des inclinés et la circonférence de la roue. La quantité dont le coin sera en dehors de la ligne qui borne les cinq degrés de la demi-levée de fourchette suffira presque toujours à procurer un *jour* de sûreté assez grand entre le coin et le plateau.

D'après ce qu'on vient de voir, il est facile de trouver la place des plots ou la largeur de la creusure dans laquelle l'ancre sera logé.

Vérification faite sur le compas-aux-engrenages, on trempe et on termine le plateau avec quelque précaution; car son échancrure peut être la cause qu'il devienne *mal rond*, surtout quand on l'adoucit ou quand on le polit.

Le bord de ce plateau doit être arrondi et très bien poli. Le frottement sera bien moins considérable quand un contact aura lieu entre ce bord et le coin.

La trempe de l'ancre exige les soins que l'on doit prendre pour toute pièce délicate, soit, par exemple, pour une roue de cylindre; car il faut éviter que cet ancre ne se tourmente et ne se déforme dans cette opération, ce qui changerait la quantité d'écartement des bras. Dans ce cas-là, il faudrait des levées d'une longueur un peu différente de celle donnée par le calibre, et l'échappement ne serait plus tout-à-fait à la tangente.

L'ancre revenu bleu, et poli avec soin aux flancs de l'entaille de fourchette, aux faces du coin, etc., on le garnit de ses levées

BIBLIOTHÈQUE IMPÉRIALE IMPR.

de laiton et l'on s'assure, par une vérification faite sur le compas-aux-engrenages, que rien n'a été dérangé à la trempe.

Observations importantes.

350. En exécutant soit le calibre, le disque-à-pivots ou l'ancre, il faut toujours percer les trous sur l'outil-à-percer-droit, ces trous ayant été préalablement *pointés*, et surtout quand ils sont placés à l'intersection de deux lignes, avec les soins que l'on prend lorsqu'il s'agit d'un engrenage.

Lorsqu'une des pièces est superposée à l'autre pour y percer des trous correspondants, le foret qui sert à les *pointer* doit être plein et cylindrique, sauf la petite partie réservée pour la mèche, et il doit entrer librement, mais sans jeu, dans le trou déjà percé. Le trou pointé se percera d'abord un peu profondément avec un foret fin.

L'ajustement à frottement dur des arbres que l'on pousse dans les trous du calibre doit être parfait et les arbres très ronds. Si le calibre a une assez forte épaisseur, on sera certain de n'avoir jamais à craindre de dérangement dans la position des centres, quelque nombre de fois que ces arbres soient enlevés et remis en place.

Il est presque inutile d'ajouter que la roue, l'ancre, le plateau, doivent entrer librement, mais sans jeu, sur les arbres ajustés au calibre pour y servir d'axes à ces pièces.

Quand on opère le tracé des lignes, il ne faut percer d'abord que les trous nécessaires pour centrer la plaque sur la pompe de l'outil-à-fendre ; les autres trous, qui donnent la direction des lignes, doivent être seulement *pointés*. On percera ces derniers quand la ligne qui passe par leur centre sera tirée, parce qu'un point est un guide plus sûr qu'un trou, à moins toutefois que celui-ci ne soit très fin.

Nous n'avons indiqué d'autres méthodes pour le tracé des angles et des lignes que l'emploi de l'outil-à-fendre : c'est la seule qui procure une grande justesse. On peut, à défaut d'autres moyens, se servir de languettes d'acier formant des angles égaux

à ceux que l'on veut tracer, languettes dont on s'est pourvu à l'avance et quand on était en position de le faire, mais ce moyen est peu sûr ; il vaut mieux lui préférer l'usage d'une *grammaire*. L'appendice apprendra quelle est la figure de cet instrument, dont on peut se servir pour la construction de petites équerres et des languettes en question.

En résumé, la construction d'un ancre n'offre pas de grandes difficultés, mais elle exige une précision absolue dans les mesures, et, comme on dit en terme d'atelier, une grande *fidélité* d'exécution. L'ouvrier qui ne connaît pas à fond l'échappement, ou qui ne possède pas les habitudes d'un travail sûr et précis, réussira difficilement, même après plusieurs tentatives ; et il ne faut pas que l'ouvrier capable et instruit, mais qui n'a jamais construit d'échappement à ancre, s'imagine qu'il réussira du premier coup : le succès, qui pour lui ne se fera pas attendre, sera toujours le résultat d'un certain nombre d'essais.

Ancre à levées couvertes.

351. La construction de l'ancre à levées couvertes se fait de la même manière et par les mêmes moyens. On trace sur l'acier la largeur des bras et leur inclinaison, et l'on taille ces bras sur le disque-à-pivots ; seulement, pour cette opération deux fraises sont nécessaires. On les fixe solidement sur un arbre en plaçant entre elles deux un disque de métal d'un diamètre plus petit que celui des fraises, mais d'une épaisseur égale à la largeur d'un bec. Pendant le fendage, le bras de l'ancre s'avancera entre les deux fraises, qui évideront ainsi l'acier de chaque côté de ce bras (*fig.* 17, *pl.* VI).

On pourrait opérer avec une seule fraise qui viderait un seul côté du bras à la fois.

L'ancre étant mis en cire fortement, on fend les bras avec une fraise pour le placement des levées en pierre.

Grosseur du rouleau.

352. En parlant (**338**) de la construction représentée fig. 4 (et

vue par dessous), nous avons oublié d'indiquer la grosseur qu'il convient de donner au rouleau ou noyau de sûreté : nous réparons ici cette omission.

En général, on donne au rayon du noyau les deux tiers de celui qui sert à déterminer la place du bouton.

Ainsi, le bouton étant placé sur l'arc de cercle TT' (*fig.* 1, *pl.* VI), c'est-à-dire au bout du rayon BT', la grosseur du noyau est égale au cercle décrit avec le rayon BN, qui n'a de longueur que les 2/3 du rayon BT'. L'intersection de ce cercle avec l'une des lignes CM ou CN fait connaître la distance de la pointe de la languette au centre de l'ancre.

C'est par suite d'une faute du lithographe que le noyau A (*fig.* 4) est plus petit qu'il ne devrait être.

Des pivots et des trous.

353. L'échappement doit être garni de trous en pierre à tous ses pivots. Les Anglais n'en mettent pas à la plupart des pivots des ancres, et même des détentes-sur-pivots dans leurs chronomètres de poche. Ces deux pièces peuvent en effet s'en passer, l'huile restant fluide plus longtemps aux pivots qui sont doués de mouvements alternatifs et en sens contraire ; mais dans nos montres françaises, où la force motrice est moindre que dans les montres de nos voisins, il faut conserver les pierres, l'expérience indiquant que c'est un des moyens propres à diminuer la résistance que l'inertie de l'ancre, combinée avec les frottements et l'huile, oppose à la rapidité du mouvement.

Une raison analogue recommande l'emploi des contre-pivots à tous les trous.

354. C'est ici le lieu de signaler trois erreurs concernant les trous en pierre, erreurs à peu près généralement accréditées parmi les horlogers.

La *première* fait regarder les trous en pierre, et d'une manière absolue, comme propres à diminuer et à rendre uniformes les frottements : ce qui est vrai pour les petits pivots et sous les fai-

bles pressions, mais ce qui est faux pour les gros pivots et les fortes pressions (**267**).

La *seconde* consiste à croire que dans les trous en pierre la conservation de l'huile est mieux assurée que dans les trous de bon cuivre, opinion contredite par l'expérience; car il n'est aucun horloger, un peu observateur, qui n'ait remarqué la couleur roussâtre et l'état de profonde décomposition de l'huile adhérente soit aux trous, soit aux levées en pierre, où elle ne se conserve qu'exceptionnellement plus de dix-huit mois, tandis qu'il n'est pas rare de rencontrer des trous de cuivre où cette huile est encore limpide après deux et même trois années.

Des physiciens attribuent cette différence à l'électricité, qui se comporte diversement avec l'huile selon que cette huile repose sur un corps bon conducteur ou sur un corps réfractaire. Nous n'insisterons pas sur le plus ou moins de vérité de leur assertion; car pour nous la preuve de l'existence du fait est suffisante.

La *troisième* erreur réside dans l'opinion, assez répandue, que, dans une montre, la multiplicité des trous en pierre est un puissant élément de régularité.

Sans entrer ici dans une explication théorique sujette peut-être à contestation, nous dirons simplement que l'observation révèle que le réglage des montres ayant un grand nombre de trous en pierre est plus long et plus délicat, et que ces montres accusent une sensibilité plus grande par les changements dans l'état des huiles et de la température.

Il serait sage de ne mettre de trous en pierre que jusqu'à la dernière moyenne inclusivement, et au-delà d'employer de bon cuivre de chaudière, en se conformant pour ces trous aux instructions données quand il a été question de l'échappement à roue de rencontre; on obtiendrait, le plus ordinairement, une petite supériorité dans la constance du réglage.

355. La forme qui convient aux pivots est celle représentée figure 9 (*pl.* IV). Cette forme, ainsi que nous l'avons déjà dit, procurant une plus grande solidité aux pivots, permet de les faire un peu plus fins.

La parfaite rondeur du pivot est une des conditions d'un bon

réglage ; l'horloger fera bien de s'en souvenir et de mettre de côté la lime-aux-pivots.

356. Le jeu des pivots du balancier dans les trous doit être une moyenne entre celui indiqué comme nécessaire à l'échappement à cylindre (**190**) et celui nécessaire à l'échappement Duplex (**270**). Le jeu des pivots Duplex ne serait pas suffisant pour le balancier d'ancre, et celui des pivots du cylindre serait trop considérable. Avec des trous un peu grands, l'échappement à ancre se règle moins bien.

On complétera cet article par la lecture de ceux de même titre et concernant les échappements qui précèdent celui-ci.

357. Disons ici quelques mots du pivot *conique* et du trou *foncé* anglais.

Ce pivot, dit aussi *pivot anglais*, diffère de celui représenté figure 9 (*pl.* IV) en ce que le premier est véritablement conique du collet à la pointe, tandis que celui de la figure 9 n'est conique qu'au-dessus de la partie qui pénètre dans le trou.

Voici en quoi le trou foncé à l'anglaise diffère du trou foncé de Bréguet.

Le trou de Bréguet ne traversant pas la pierre d'outre en outre, le fond de ce trou est toujours plus ou moins arrondi, et l'angle du fond n'est jamais franchement coupé à l'intérieur du coude qui est toujours formé en portion de cercle, en sorte que l'huile placée au fond, ne rencontrant aucun angle qui l'attire, peut s'élever facilement, par les courbes plus ou moins prononcées des parois du trou, jusqu'à l'orifice.

Le trou foncé anglais est fait comme un trou ordinaire, pourvu d'un contre-pivot bouchant hermétiquement le trou. L'intérieur de ce trou a la forme du pivot, c'est-à-dire que par dessus il est fortement *bercé*, tandis que par dessous son angle est abattu légèrement en dehors. Il en résulte que, lorsque le contre-pivot est appliqué contre le trou, il existe au fond de ce trou une petite rainure circulaire qui, par l'effet de l'attraction des angles, retient très bien une petite quantité d'huile. Le pivot conique étant fin à son extrémité, cette petite quantité d'huile lui suffit longtemps.

Les partisans de ce système lui prêtent les avantages suivants :

1° il procure de grandes facilités pour régler du plat au pendu sans toucher à l'équilibre du balancier ; 2° la grande finesse du bout du pivot amène une notable réduction dans le frottement.

En effet, si les frottements sont trop considérables dans la position verticale, et qu'on ne puisse *bercer* le trou un peu plus qu'il ne l'est, il suffit de changer un peu la forme du pivot avec un zinc-à-polir et du rouge, mais sans toucher à la fine extrémité. Ce pivot étant après cette opération légèrement moins conique, sa surface de contact est un peu diminuée.

S'il fallait, au contraire, augmenter les frottements de la position verticale, il suffirait de raccourcir imperceptiblement les pivots et de donner au cône une forme un peu plus évasée en le diminuant très légèrement vers le bout.

Le système anglais a contre lui qu'il ne permet qu'un jeu presque insensible dans le sens de la longueur des axes, et qu'on ne peut loger dans les trous qu'une faible quantité d'huile. Des artistes nous ont cependant fait vivement son éloge; mais nous devons avouer que rarement nous avons rencontré des pivots en parfait état de conservation dans les montres anglaises qui nous ont passé par les mains. Ne voulant pas donner comme règle notre expérience personnelle, qui manque d'un nombre suffisant d'objets de comparaison, nous réservons notre opinion tout en émettant celle des apologistes, et quoique nous ayons quelque raison de croire que le système en question est loin de se propager même en Angleterre.

Du spiral.

358. Avec l'échappement libre et à vibrations étendues le spiral doit être long, et l'on se trouve bien de l'application du spiral isochrone ou plutôt approchant de l'être.

L'isochronisme ne dépend pas du nombre de tours, mais de la longueur et de l'état général de la lame du spiral.

Pour chronomètre, et quand le spiral cylindrique a pour diamètre environ le tiers du diamètre du balancier, l'isochronisme se trouve à peu près vers le huitième tour, tandis que dans les

montres ordinaires du commerce c'est vers le douzième tour qu'on le rencontre.

Il est bien entendu que cela ne signifie pas que par le seul fait qu'un spiral cylindrique a 8 tours et un spiral ordinaire 12 ils sont isochrones.

Deux écoles, si nous pouvons parler ainsi, se sont formées à propos de l'isochronisme du spiral : l'ancienne, qui cherche l'isochronisme dans la seule longueur de la lame; la nouvelle, qui le trouve, et plus facilement que l'ancienne, dans la longueur combinée avec la forme, c'est-à-dire par les courbes qui terminent cette lame.

Un spiral véritablement isochrone exige que la compensation par le balancier soit parfaite. L'harmonie entre les deux organes est tellement indispensable que, dans un chronomètre, si l'on change même de très peu la longueur du spiral isochrone, on se voit dans l'obligation de changer et la place et le poids des masses. Réciproquement si le poids de ces masses n'est pas dans un certain rapport avec la force du spiral, ce dernier, quoique bien isochrone, voit ses qualités paralysées et son isochronisme masqué.

Une grande inégalité dans la transmission de la force motrice, des frottements considérables, une mauvaise combinaison de l'ensemble du rouage, etc.; tous défauts qui se rencontrent à un degré plus ou moins élevé dans les montres du commerce, contribuent à masquer l'isochronisme, soit tout de suite, soit à des intervalles de temps plus ou moins éloignés.

Pour que l'isochronisme soit assuré, il faut que l'ensemble d'une machine (dont les frottements seraient les moindres possible) soit combiné et exécuté de façon à assurer la persistance de l'état primitif. On doit comprendre qu'une telle chose ne peut être obtenue que par une combinaison heureuse des organes, et faite avec une entente parfaite de leurs influences réciproques : combinaison qui doit tenir compte des forces, des poids, des vitesses, des grandeurs, des résistances, des changements de dimensions et d'état moléculaire par les variations atmosphériques, etc.; enfin, qui doit calculer les proportions de telle sorte

qu'une force suffisante, régulière, et surtout constante, arrive à l'échappement sans être transmise par des organes animés de trop grandes vitesses ou subissant de trop fortes pressions, et que cette force soit dans un rapport tel avec le poids du balancier et la puissance du spiral, que de ces trois pouvoirs, car nous pouvons les désigner ainsi, aucun ne puisse prédominer et neutraliser les facultés distinctives, individuelles et inhérentes à la nature de chacun. De ces facultés alliées, harmonisées entre elles, se suppléant, se compensant l'une l'autre, et fondues pour ainsi dire ensemble, provient un résultat général sensiblement le même en temps et en lieux différents.

359. En un mot, l'isochronisme ne peut produire son plein et entier effet que dans une machine combinée selon une loi d'harmonie générale, loi inconnue ou non publiée, mais dont l'existence trouve sa preuve dans les beaux ouvrages des maîtres. Ceux-ci, qui l'ont entrevue et qui ont découvert quelques-unes de ses formules, suppléent à celles qu'ils ignorent par des tâtonnements, ou en se conformant à des modèles réussis; mais ils ne font aucune difficulté d'avouer que, en dehors de certaines proportions physiques et mécaniques, le résultat cherché ne peut être obtenu, du moins d'une façon durable.

360. De ce qui précède, et quand on sait que le spiral plat reste difficilement isochrone, en admettant qu'il puisse l'être, on en conclut qu'un isochronisme parfait ne serait ni utile, ni possible dans les montres ordinaires à ancre; que le mieux est de se contenter d'un isochronisme relatif et dont on obtient, du reste, d'assez beaux résultats quant à l'usage civil. Si l'on veut une montre d'observation, il faut alors, et sans hésiter, aborder le vrai chronomètre de poche, c'est-à-dire celui pourvu de l'échappement à détente, du spiral cylindrique, du balancier compensateur, etc.

361. Nous avons dit autre part, en parlant du spiral, qu'il le fallait d'égale force partout, afin d'en obtenir un développement uniforme : le mot force a peut-être été employé improprement à cette occasion, puisqu'il était question d'une force relative. Si l'on voulait obtenir d'un spiral ordinaire qu'il se développât par

un jeu régulier et uniforme de sa lame, et d'une *extrémité à l'autre* de cette lame, il faudrait que les tours du centre fussent légèrement et progressivement plus faibles. Avec des vibrations bornées, il est facile de voir que le dernier tour intérieur, et quelquefois les deux derniers, n'ont qu'un imperceptible mouvement; ces tours, d'une courbure très prononcée, et agissant par un rayon plus court, ont une énergie de résistance plus grande. La réflexion fait pressentir ce fait, révélé par la pratique, qu'à un spiral assez long, et dont la lame est ou d'égale force partout, ou plus forte du centre, si l'on substitue un spiral plus court, mais plus faible du centre, les résultats sont équivalents.

L'on pourra tirer bon parti de cette remarque dans le réglage des échappements qui ne supportent pas un long spiral.

362. Une autre observation trouve ici naturellement sa place.

On a lu dans les chapitres précédents (**271**, etc.), qu'avec les échappements faisant repos sur l'axe même du balancier il ne faut pas employer un spiral aussi long qu'avec les échappements *libres*, un spiral subissant d'autant plus vivement l'influence de la température qu'il est plus long. Quelques horlogers, parmi ceux qui croient encore qu'un spiral est d'autant meilleur qu'il est plus nombré, et quel que soit l'échappement auquel il est adapté, n'ont pu s'expliquer la raison de notre recommandation, qu'ils auraient comprise s'ils eussent fait cette simple observation: que là où l'isochronisme est détruit, ou masqué par des causes inhérentes à la nature même de l'échappement employé, il ne reste du spiral isochrone que les inconvénients de sa grande longueur.

Tous les métaux se dilatant par la chaleur, qui diminue la force d'agrégation de leurs molécules, perdent de leur élasticité d'autant plus qu'ils s'agrandissent davantage.

Si l'on considère un échappement à repos dépendant des huiles, celui à cylindre, par exemple, on observe que la chaleur rend l'huile plus fluide, le balancier plus grand, le spiral plus long et plus mou, et que l'on a ainsi plusieurs causes de retard par une élévation de température.

Plus le spiral sera long, plus il s'agrandira et perdra de son

élasticité; conséquemment, de deux spiraux *de même force*, mais de longueurs très différentes, le plus long sera celui qui perdra davantage, et si une montre est réglée à une certaine température avec les deux, elle retardera moins par l'élévation de cette température avec le plus court qu'avec le plus long. Portons cette différence, et par supposition, à une minute en vingt-quatre heures.

Supposons également que les causes de retard par la même élévation de chaleur, et provenant de l'agrandissement du balancier, etc., puissent produire dans le même espace de temps et avec le long spiral une différence de une minute, on voit clairement qu'il suffira de substituer au spiral plus long le spiral plus court pour obtenir une compensation très suffisante pour l'usage civil.

363. L'échappement à ancre étant un échappement libre et à grandes vibrations doit, de toute nécessité, avoir un long spiral, c'est-à-dire d'une douzaine de tours environ, et isochrone, s'il est possible : ce qui peut s'obtenir jusqu'à un certain point, puisque ce spiral n'est plus chargé d'opérer la compensation par les changements de température, et que, quant aux effets résultants de son allongement plus grand et de sa perte d'énergie par la chaleur, ils trouvent leur correction dans le balancier même, qui doit toujours être un balancier compensateur méritant son nom.

364. Comme on ne peut employer le spiral cylindrique dans les montres du commerce, on donnera la préférence au spiral *coudé*, dit spiral Bréguet. Cette forme permet de le tenir assez long et les spires suffisamment écartées pour qu'on n'ait pas à craindre le contact de deux, et même de plusieurs de ces spires par les grandes vibrations. En outre, elle procure une plus grande régularité dans la marche des spires qui s'ouvrent et se ferment symétriquement, et sans se jeter de côté, comme cela a toujours lieu avec le spiral ordinaire.

365. La virole doit avoir un diamètre plutôt petit que grand.

Le spiral ne doit être gêné, ni contraint, dans aucune de ses parties, et surtout à ses deux points de pression dans la virole et au piton.

Les courbes intérieures et extérieures, ainsi que nous l'avons déjà recommandé à propos de l'échappement Duplex, doivent être faites avec beaucoup de soin; c'est en grande partie à la forme de ces courbes que le spiral doit son développement régulier et de n'être pas jeté de côté par les grandes vibrations. L'observation constante du jeu des spiraux, après avoir préalablement étudié leur forme, et des essais faits avec intelligence, apprendront promptement à l'ouvrier quelles sont les courbures qui régularisent le mieux ce développement.

L'influence des courbes, quoique peu soupçonnée et même tout-à-fait inconnue de la plupart des horlogers, est telle cependant que dans la montre ordinaire, où le spiral n'a qu'une seule courbe intérieure, il suffit, dans un grand nombre de cas, d'*ouvrir* le dernier tour et de changer sa courbure pour obtenir un retard de une à deux minutes en vingt-quatre heures, et cela sans qu'on ait changé rien à la longueur agissante de ce spiral.

Du balancier.

On ne pourrait que répéter ici une partie des articles **192** et **272**, et quelques-uns de ceux de l'introduction; nous y renvoyons.

366. Le poids du balancier de l'échappement à ancre doit être un peu supérieur à celui du balancier de l'échappement Duplex, le dégagement de l'ancre exigeant un effort assez considérable qu'un balancier un peu lourd peut seul produire.

367. On prendra pour moyenne de la grandeur du diamètre de ce balancier deux fois le diamètre de la roue d'ancre; mais dans le chronomètre de poche, où la force motrice est abondante et où la roue d'échappement est tenue un peu plus petite que dans les montres ordinaires, on pourra donner à ce balancier, et en moyenne, deux fois et demie le diamètre de la roue.

On fait battre à l'échappement 18,000 vibrations.

Dans les montres anglaises, qui ne battent pour la plupart que 14,400 vibrations, la grandeur moyenne du balancier est de deux fois et demie le diamètre de la roue; car on comprend sans

peine que si l'on diminue le nombre des vibrations il faut agrandir le balancier, mais alors le réglage n'est soutenu que si les vibrations ont une grande étendue. (Introduction. — Quantité de mouvement.)

368. La plupart des balanciers compensateurs des montres à ancre qui sortent des fabriques suisses, et sauf quelques honorables exceptions, sont construits en dépit de tout principe. Au lieu de faire les lames du cercle bi-métallique minces et hautes, afin de les rendre plus promptes à ressentir les effets de la température qui agit rapidement sur le spiral, les ouvriers les font le plus souvent trop fortes sur leur épaisseur et pas assez larges, c'est-à-dire assez élevées sur le sens de la hauteur de la lame; la barette, qui traverse le cercle, est lourde et large. En un mot, ces balanciers, peu sensibles, ou plutôt lentement sensibles aux variations de chaleur, sont à peu près tous plus lourds qu'il ne serait nécessaire de les laisser si leur exécution était plus sagement raisonnée. Quelques-uns des ouvriers qui les exécutent ont cependant conscience de la mauvaise qualité de leur œuvre; aussi ont-ils le soin de ne pas couper le limbe du balancier. Ceux-là, du moins, sont des ouvriers conséquents et qui se rendent justice.

Nous savons très bien qu'on pourrait nous objecter que le peu de hauteur des montres du commerce ne permet pas de faire la lame bi-métallique mince et haute. A quoi nous répondrions : que si le manque de hauteur ne laisse pas une place suffisante pour un véritable balancier compensateur, nous ne voyons aucunement la nécessité d'en mettre un mauvais; et qu'il nous paraît plus rationnel de motiver l'élévation du prix d'une montre sur l'excellence de l'exécution plutôt que sur un ornement tout au moins inutile lorsqu'il n'est pas nuisible.

369. L'excès de pesanteur des balanciers compensés des fabriques, que nous avons signalé dans l'avant-dernier paragraphe, est, comme on va bientôt le voir, une conséquence inévitable, une nécessité enfin, de l'ignorance qui préside à leur construction.

De deux balanciers, chacun de même poids total, mais l'un

ayant ce poids presque entièrement porté par la circonférence, tandis que dans l'autre il serait réparti pour une bonne part sur le centre et les barettes, la puissance réglante du premier serait de beaucoup supérieure à la puissance réglante du second (**36**); en outre, le premier aurait une plus grande force pour opérer le dégagement. Il faudrait, et pour obtenir seulement des résultats équivalents comme réglage, que le second balancier fût passablement plus lourd que le premier. Nécessairement alors, et sans aucun avantage, on produit une augmentation dans les chances de rupture, dans les frottements, etc., ce qui est le cas du plus grand nombre des balanciers des fabriques. Sans avoir égard au poids dont le plateau charge déjà le centre, on laisse presque toujours les barettes de ces balanciers d'une trop grande épaisseur, et surtout d'une trop grande largeur.

370. Si l'on n'avait pas à craindre l'aimantation et la rouille (deux inconvénients peut-être trop redoutés), l'acier serait le métal préférable pour la confection des balanciers ordinaires, parce que sa grande rigidité, lorsqu'il est trempé et revenu bleu, permettrait de laisser très minces les rayons et le centre, et de concentrer une plus grande partie du poids total dans la circonférence.

371. Quant au balancier compensateur, il ne souffre pas de médiocrité dans l'exécution, et, à moins que cette dernière ne soit parfaite, il ne faut pas couper la lame bi-métallique. Avec un mauvais balancier compensateur le réglage est incertain et ses variations sont plus considérables que celles que l'on aurait à craindre avec un simple balancier ordinaire bien fait.

Il faut tout autour du balancier compensateur des *jours* de sûreté suffisants et en prévision des contacts rendus possibles par l'effet de l'élasticité de la lame bi-métallique.

Faire le balancier compensateur.

372. Parmi les méthodes en cours pour la confection de cette pièce délicate nous avons dû faire un choix; celle que nous donnons ici est la méthode adoptée et pratiquée depuis longtemps

par M. Laumain, habile artiste de Paris, et l'un de ceux qui paraissent destinés à recueillir dans la succession de nos vieux maîtres, non leurs places, pour la plupart occupées et non remplies, mais les nobles traditions du travail, du talent et du savoir.

On découpe à l'emporte-pièce, dans une planche d'acier fondu, un disque de trois à quatre millimètres plus grand que le diamètre du balancier, afin de pouvoir enlever sur le tour la portion de matière fatiguée par le découpoir.

Si on en a la possibilité, on redresse ce disque sous le martinet; son action est plus égale et plus sûre que celle du marteau.

Le disque, redressé et percé au centre (sur la machine à percer droit) d'un trou de même dimension que la grosseur de l'axe du balancier, se fixe à la gomme-laque sur le tasseau du tour-en-l'air. Ce tasseau porte au centre un arbre qui, en s'ajustant librement et sans jeu sur le trou du disque, sert à centrer ce dernier.

On tourne au burin fixe, afin de couper carrément le rebord, le disque qu'on amène à la grandeur du balancier, moins la quantité que l'on juge nécessaire à l'épaisseur de la lame de cuivre.

L'épaisseur totale de la lame bi-métallique ne doit pas dépasser en moyenne 3/12^{mes} de ligne; mais on lui donne le plus de hauteur possible.

On bouche le trou du balancier, décollé du tasseau, avec de la terre réfractaire (terre à brique), et l'on procède à l'opération du coulage.

Dans un creuset d'environ quatre à cinq centimètres de largeur sur une profondeur de un à deux, on place le disque d'acier, que l'on recouvre de borax pulvérisé très fin, auquel on ajoute du bon laiton du commerce dans une proportion moyenne qui varie de 10 à 25 grammes.

Le côté qui a été collé au tasseau se place au fond du creuset.

Le creuset est mis dans la moufle d'un fourneau à la coupelle, qui permet de régler le feu, c'est-à-dire le tirage, ce qu'on ne peut obtenir d'un feu de forge, toujours plus ou moins irrégulier. Au bout de quelques minutes, le métal entre en fusion et le bain est formé. Il faut braser la substance avec une verge de fer pour

faire monter les impuretés à la surface du bain. La fusion ayant été entretenue de deux à trois minutes, on retire le creuset de la moufle, et comme l'acier surnage à la surface du bain, on le maintient au fond avec la verge de fer, et jusqu'à solidification presque complète, c'est-à-dire jusqu'à ce que la verge ne puisse être retirée qu'en opposant une certaine résistance.

L'habitude seule enseigne le *tour de main* et donne l'habileté nécessaire pour faire sauter le balancier hors du creuset; sinon il faut briser ce dernier quand le balancier y demeure jusqu'au refroidissement complet.

Le dégrossissage du balancier commence toujours par la face qui occupait le fond du creuset et que l'on reconnaît à sa forme presque plate et assez unie, tandis que la face du dessus est irrégulière et très bombée.

L'acier découvert également et complétement sur une face, on fait tomber, à la lime, une partie du laiton qui garnit le contour du disque en ne conservant qu'un anneau de cuivre de deux millimètres environ.

On colle sur un tasseau plan (sans cheville au centre) pour découvrir au burin la face encore chargée de laiton; puis l'on procède à l'opération du *recuit*, qui exige une grande attention si l'on ne veut voir fondre le cuivre.

On enferme le balancier dans un coffret de fer plein de poussier de charbon de bois, et l'on fait rougir le tout à la température de 600°. On le maintient dans cet état une dizaine de minutes; on étouffe le feu et on laisse refroidir. Plus le refroidissement est lent, plus le métal devient doux à travailler.

Le trou étant débouché, on ne fait que l'*aviver* avec précaution en y passant un équarrissoir. On tourne le cuivre à l'épaisseur voulue, ou très peu plus; son écrouissage se fait à la molette.

On colle de nouveau le balancier, et du côté de sa base primitive, sur le tasseau du tour-en-l'air, en centrant avec une broche de bois dur et en refroidissant subitement avec une éponge mouillée. La face étant faite avec soin, pour rendre bien visible la ligne de démarcation des deux métaux, on creuse à la profon-

deur arrêtée à l'avance, en ébauchant, soit à la main, soit au tour, avec le burin pointu, et en terminant avec le burin-fixe plat du bout, mais jamais plus large de 1/5^{me} de millimètre. Il va sans dire que le burin doit être aiguisé souvent pour n'enlever le métal que par filets longs et minces.

L'épaisseur totale de la lame bi-métallique se compose pour les 2/5^{mes} d'acier et pour les 3/5^{mes} de cuivre.

Le rodage intérieur se fait de préférence avec de la potée d'émeri fin.

La face du balancier terminée avec un grand rodoir de cuivre, et le rodage intérieur bien net, les angles finement abattus, on décolle ce balancier pour le recoller la face creuse au tasseau, et l'on tourne au burin la face opposée, en ne laissant que l'épaisseur jugée nécessaire à la force des barettes; après quoi l'on rode cette face et l'on abat l'angle du bord.

Le balancier, débarrassé de gomme-laque, se place sur une machine-à-diviser disposée pour pouvoir y percer les trous des vis. Ces trous, au nombre de vingt à trente, se suivent ordinairement en progression de plus en plus rapprochée en allant vers l'extrémité de la lame. Il serait préférable qu'ils fussent équidistants, afin que la lame, plus également pénétrée par le fluide calorifique, éprouvât une moindre déformation.

Plus ces trous sont fins, mieux cela vaut.

La méthode qu'on doit préférer est celle qui consiste à tarauder les trous sur l'outil disposé à cet effet.

On fait le croisage : c'est-à-dire des barettes régulières, ayant les côtés parallèles, et enfin disposées de façon à faciliter l'équilibre du balancier. Cette opération demande infiniment de délicatesse et de grandes précautions pour ne pas entamer la serge.

On adoucit et on tire les traits en long avec le fer et la pierre broyée.

La serge se coupe d'un coup de fraise sur l'outil-à-diviser.

Si le balancier a été fait avec soin, et conformément aux instructions ci-dessus, il ne se déformera pas étant coupé et conservera sa figure plane et circulaire. Mais si ses bras ne restaient

BIBLIOTHÈQUE IMPÉRIALE IMPR.

pas dans le même plan, on pourrait les relever ou les abaisser en les faisant fléchir avec les doigts.

Le balancier, coupé et redressé, et pour amener ses points de charnière, ou de flexion, à un état fixe, définitif, on place quinze à vingt fois de suite ce balancier sur une plaque chauffée, et quand les parties divisées de la lame se rejoignent on le fait glisser sur une glace ou sur un marbre.

Cette dernière opération achevée, il ne reste plus qu'à charger le balancier de ses vis, le monter sur son axe, l'équilibrer et procéder au réglage dans une température constante.

Réglage par le balancier compensateur.

373. La montre étant réglée dans une température constante (environ 12° pour le milieu ambiant), on la soumet, dans une étuve, à une température de 10° à 15° au-dessus.

On note, après une marche de six heures, les variations que la pièce a pu faire.

Le retard par l'augmentation de chaleur est une preuve que la compensation est trop faible. Pour en corriger l'erreur, il suffit de rapprocher quelques vis de l'extrémité des bras bi-métalliques, afin d'en augmenter l'effet. On commence par une sur chaque bras; puis, si l'effet obtenu est insuffisant, on en déplace deux, et ainsi de suite, mais toujours en ayant grand soin de conserver ou de rétablir, par le plus ou moins d'enfoncement des vis, l'équilibre du balancier.

Si la montre, dans le cours de l'expérience, avance par l'augmentation de chaleur, c'est un indice que la compensation est trop forte, et qu'il faut faire une opération inverse de la précédente, c'est-à-dire reporter les vis vers le talon de la lame. L'on tâtonne ainsi jusqu'à ce qu'on rencontre le point précis où la montre conserve sa régularité dans les deux températures.

Cette méthode de réglage entre des limites assez étendues pour les pièces du commerce est suffisante pour l'usage civil; mais si l'on voulait un réglage entre des températures beaucoup plus éloignées, le balancier simplement à lame bi-métallique se-

rait insuffisant, et il faudrait recourir au balancier de chronomètre nautique.

Du réglage pour l'usage civil (résumé).

374. Comme complément de l'article ci-dessus et de ceux où la question de réglage a été ébauchée (**198, 199, 361** à **365** inclus.), ajoutons les détails suivants, qui achèveront de faire connaître ce qu'il est utile de savoir quant à l'horlogerie civile.

Berthoud mettait ses balanciers hors d'équilibre; Bréguet *excentrisait* le bout des pivots, méthode encore pratiquée par les Génevois; Duchemin faisait porter les extrémités de ces pivots sur des plans inclinés dont l'inclinaison variait à volonté : l'expérience a condamné tous ces moyens.

La méthode qui donne les résultats les meilleurs est la suivante :

Emploi des contre-pivots à tous les trous de l'échappement; réduction et égalisation (du plat au pendu) du frottement des pivots du balancier, en faisant ces pivots fins, durs, ronds, bien polis, très plats du bout, tous les deux d'égale grosseur, et les trous d'une épaisseur moyenne, ne dépassant pas leur diamètre. On *berce* ces trous d'autant plus par dessus qu'on veut diminuer davantage les frottements de la position verticale.

Le balancier, d'une pesanteur suffisante et marchant avec rapidité (résultat de l'étendue des vibrations ou de leur grand nombre), doit être en parfait équilibre et avoir son *centre de gravité* au centre de son axe, sa puissance (en force active) à la circonférence, etc.

L'échappement se trouvant dans ces conditions, le réglage s'obtient par une certaine longueur de spiral (**362**).

Vérification de l'échappement sur le compas.

375. La roue et l'ancre étant placés aux broches d'un compas-aux-engrenages, et l'axe de l'ancre étant armé d'une aiguille ou index, propre à accuser la marche de la pièce, sur un petit

appareil gradué ajusté à frottement sur la broche, appareil semblable à celui représenté fig. 7 (*pl.* III), on ferme doucement le compas jusqu'à ce qu'en faisant tourner la roue on puisse produire un mouvement de levée totale de 10° à la fourchette.

La ligne du centre de l'appareil doit partager exactement le milieu de ces 10 degrés.

Quand (en conduisant la roue et l'ancre) on fait parcourir à la fourchette l'angle entier de 10°, on remarque que cette levée totale se décompose en deux parties inégales et distinctes. La *première* comprend toute l'étendue du repos que parcourt la dent pour arriver au bord de l'incliné du bec; la *seconde* comprend le passage de la dent sur cet incliné. Or, puisque ces deux actions se suivent et remplissent, pour ainsi dire, l'angle total parcouru par la fourchette, il est bien clair que ce que l'une des deux perd l'autre le gagne, et réciproquement; et qu'en conséquence, si le repos est de 3°, la demi-levée est de 7°, et de toute nécessité elle commence 2° avant la ligne du centre : ce que l'index indique sur l'appareil.

Le repos étant de 2°, la demi-levée commence alors 3° avant le centre, et ainsi de suite.

Si la demi-levée commence trop près de la ligne du centre, c'est que les inclinés des becs, ou ceux des dents de la roue, sont trop bas. Si la demi-levée commence trop loin de la ligne du centre, c'est que les inclinés (soit de l'ancre, soit de la roue) sont trop hauts.

Dans le premier cas, il y a trop de repos, et il en manque dans le deuxième cas.

On vérifie les deux *tirages*. Le parcours de l'index sur le cercle gradué fait connaître s'ils sont égaux.

Avec un tirage très résistant, il faut peu de repos (1° 1/2 à 2°); avec un tirage faible, le repos doit être un peu plus étendu (3° à 4°). C'est à l'expérience et à la sagacité de l'ouvrier de régler la quantité de ce repos, qui, dans tous les cas, doit toujours être bien assuré.

Les inclinés des becs ayant la hauteur convenable, on diminue

à volonté l'étendue du repos en penchant de plus en plus le plan incliné des dents.

Nous savons que l'incliné des becs est de la hauteur convenable quand il produit un mouvement de 5° à la fourchette. Il est facile de vérifier si cela est quand la dent est pointue ; et, quoique la chose paraisse plus compliquée, il est tout aussi facile de s'en assurer quand la dent est large. On fait parcourir dans ce cas toute la longueur du plan incliné du bec par l'angle du devant de la dent et sans que cet angle dépasse le bras, ainsi que la chose est indiquée fig. 18 (*pl.* VI). Le bec est alors chassé de l'intervalle compris entre les deux arcs de cercles A, B, c'est-à-dire seulement de la hauteur exacte de l'incliné. Il n'en serait pas de même si la dent continuait d'avancer, parce qu'elle chasserait le bras non plus de la seule hauteur de l'incliné du bec, mais de cette hauteur plus la hauteur de son propre incliné à elle.

Si les chutes extérieures et intérieures sont trop précises, c'est que les becs ou les dents de la roue sont trop larges. Des chutes trop fortes, mais égales dehors et dedans, sont l'indice de levées ou de dents trop étroites.

De grandes chutes en dehors et pas de chutes en dedans indiquent un ancre trop *fermé*, ou bien encore des bras laissés trop longs ; et des chutes fortes en dedans, faibles en dehors, prouvent que l'ancre est trop *ouvert*, ou que les bras sont trop courts.

Ces défauts peuvent également avoir pour cause un bec qui n'a pas la largeur convenable.

Les corrections faites et la vérification terminée, on trace sur la platine de la montre, et du trou de la roue pour centre, l'arc de cercle sur lequel se trouvera plus tard le centre de l'ancre.

La roue enlevée du compas est remplacée par l'axe du balancier. Cet axe est garni de son plateau et d'un index propre à indiquer la marche de la levée totale sur un second appareil (*fig.* 7,

pl. III) ajusté sur l'une des broches qui portent cet axe de balancier.

On fait jouer le bouton dans l'entaille de fourchette, et l'on tourne les appareils des broches de façon à ce que chaque index parcoure autant d'espace avant qu'après la ligne du centre pendant le mouvement en avant et en arrière du bouton dans l'entaille.

On pousse la fourchette, conduisant le bouton, jusqu'à ce que l'index (de l'ancre) ait dépassé légèrement les 5° après la ligne du centre, et, cette fourchette maintenue au repos dans cette position, on s'assure que le bouton peut sortir et rentrer dans l'entaille sans toucher aux cornes, et qu'il attaque, à la rentrée, bien en plein le flanc de l'entaille.

Le *jour* de sûreté entre le bouton et la corne doit être un peu plus grand que le jour entre le coin et le plateau.

Le coin doit opérer sa rentrée dans l'échancrure du plateau avec une suffisante sûreté.

Le bouton engagé de nouveau dans l'entaille, on ramène la fourchette en arrière, et d'autant de degrés après la ligne du centre qu'elle en a parcouru en avant de cette ligne, et l'on fait une vérification semblable à la première.

Si la levée totale (entre 45° et 55°, **319**) est insuffisante, c'est que le bouton a été placé trop loin du centre du balancier: la fourchette est alors trop courte relativement.

Si, au contraire, la levée est trop considérable, c'est que ce bouton a été trop rapproché de l'axe du balancier, et alors la fourchette se trouve être trop longue (**307**).

On corrige, s'il y a lieu, et dans la limite fixée par les nécessités de la pratique ordinaire. La vérification terminée, on décrit avec le compas, du centre de l'ancre et sur la platine de la montre, un arc de cercle qui doit se croiser avec l'arc de cercle précédemment tracé; le point d'intersection est le centre de l'ancre.

Vérification de l'échappement en place.

376. Lorsque la platine de la montre n'est ni dorée, ni garnie

de ses trous en pierre, on peut faire la vérification à la surface de cette platine et comme la chose a été pratiquée sur le calibre (349).

Les points de repère, dits *points de levée*, étant marqués aux places convenables, le grand ressort étant armé, et le balancier gêné par un papier, on fait marcher ce balancier et l'on opère la vérification de la levée totale, de la hauteur des inclinés, de la longueur des repos, des deux tirages, des chutes. L'habitude des vérifications sur le compas suffit pour donner à l'ouvrier une grande justesse de coup d'œil et qui lui permet d'apprécier ces quantités à la simple vue.

Le balancier arrêté au milieu de sa grande levée, on s'assure que le bouton joue dans l'entaille de fourchette avec un ébat suffisant.

Tout en faisant décrire, en avant et en arrière, un tour entier au balancier, on fait vaciller la fourchette entre le plot où elle se repose et le plateau contre lequel le coin va s'appuyer, afin d'être certain que le *jour* de sûreté est suffisant et que la fourchette ne peut pas *renverser*. Dans cette opération, et hormis quand le coin entre dans l'échancrure du plateau, ce coin doit toujours toucher au plateau contre lequel il est poussé; s'il restait le moindre vide entre deux, ce serait la preuve que le bouton frotterait à la corne.

Si le vacillement a trop d'étendue, ce qui provient d'un plateau trop petit ou d'un plot placé trop loin, on court le risque : dans le dernier cas, de voir le bouton attaquer la fourchette par l'angle qui termine la corne et même par la corne; dans le premier cas, quand le coin est poussé contre le plateau, de voir la dent abandonner le repos et se présenter au bord de l'incliné du bec, ou même s'avancer un peu sur cet incliné. Ce défaut est extrêmement grave et nécessite le changement du plateau. (Nous avons vu que ce défaut peut aussi avoir pour cause des inclinés trop élevés en hauteur, ou des repos trop courts.)

L'on s'assure dent par dent de la *sûreté* des repos, et l'on examine, lorsqu'un bec effectue sa rentrée dans un *vide* de la

roue, si l'angle de ce bec passe devant le talon de la dent avec un petit *jour* entre deux.

La fourchette, appuyée alternativement sur chacun de ses plots, on ramène en arrière la dent qui vient de décrocher, afin de vérifier s'il existe un *jour* suffisant entre l'extrémité du bec et le talon de la dent.

Dans toutes les montres à ancre, il serait utile de découper au-dessous de l'échappement une *lanterne* qui permît à l'œil de suivre et d'étudier le jeu du bouton ; car ce n'est que difficilement qu'on acquiert la certitude que ce bouton attaque franchement le flanc de l'entaille et qu'il ne frotte pas aux fourchons. Le vacillement de la fourchette prouve bien que le bouton ne touche pas aux fourchons quand la fourchette est appuyée au plot, mais il n'est pas une preuve que ce bouton ne frotte pas sur la courbe intérieure du fourchon dans le même temps que le coin frotte au plateau, c'est-à-dire quand une secousse a chassé la fourchette de son plot d'appui. On comprend combien ce double frottement est pernicieux.

En regardant avec une forte loupe par l'échancrure du plateau, tout en conduisant le balancier avec les doigts, il est presque toujours facile de s'assurer que le bouton prend bien (à sa rentrée) sur le flanc de l'entaille ; mais il y a plus de difficulté à obtenir la certitude qu'il n'effleure pas les cornes. L'emploi du rouge à polir, pas trop liquide et mis en couche mince (d'abord sur le flanc du bouton, puis dans une seconde opération sur le devant de ce bouton), est un moyen dont on peut user à défaut d'autres; mais il peut aisément tromper s'il n'est employé avec beaucoup de précaution et de sagacité.

CHAPITRE IV.

DES CAUSES DES ARRÊTS ET DES VARIATIONS DE L'ÉCHAPPEMENT A ANCRE.

De l'arrêt-au-doigt.

377. L'arrêt-au-doigt provient d'une des causes suivantes :

1° Force motrice trop faible ; défaut qui a sa source soit dans des engrenages défectueux, soit dans le peu de force du ressort moteur.

Ainsi que nous l'avons déjà fait remarquer, à moins d'une bonne force motrice, l'échappement à ancre ne réussit pas très bien.

2° Les surfaces frottantes des becs de l'ancre et des dents de la roue mal polies. Ces défauts nuisent beaucoup à l'étendue des vibrations du balancier.

3° Le tirage trop considérable, soit sur un seul bras, soit sur les deux.

4° La levée totale trop étendue. L'action de la fourchette se faisant dans une direction de plus en plus oblique à celle du bouton, la force dont cette fourchette est animée se perd par décomposition ; et plus la levée est grande, plus l'action efficace sur le bouton devient faible, tandis que la résistance de celui-ci augmente. Avec 60° de levée, la résistance du bouton est déjà grande vers la fin de cette levée.

5° Des plans inclinés (soit ceux des becs de l'ancre, soit ceux des dents de la roue), ayant une hauteur insuffisante. La dent butte sur le repos au lieu de se présenter sur le plan incliné du bras.

Cet arrêt-au-doigt peut ne se produire que sur un des bras de l'ancre et avoir pour cause un spiral dont le piton aurait été mal repéré.

6° L'entaille de fourchette mal polie ; le doigt frotte alors avec beaucoup de rudesse.

7° L'entaille de fourchette trop étroite et où le doigt est gêné, ce qui peut également provenir d'un doigt collé en biais ou d'un doigt trop gros.

8° L'ensemble de l'échappement, roue, ancre, fourchette, plateau, et surtout balancier (**369**), trop massif et trop lourd ; ce défaut est malheureusement très commun dans les ouvrages de plusieurs fabriques suisses.

Ont été omises les causes d'arrêt provenant soit de l'absence de l'huile aux points de contact, où sa présence est nécessaire, soit de l'épaississement ou de la trop grande abondance de cette huile.

Plateau trop grand, — *trop petit*, — *mal rond*, — *mal poli*.

378. Le plateau trop grand ne laisse pas un *jour* de sûreté suffisant entre son rebord et le coin.

Avec le plateau trop petit, lorsque l'ancre, par l'effet d'une secousse, se détache de son plot d'appui, la fourchette *renverse* et passe de l'autre côté ; ou, si le plateau ne permet pas tout-à-fait à la fourchette de *renverser*, le contact du coin et du rebord du plateau se fait tellement près de la ligne des centres qu'il donne naissance à un frottement très dur et qui peut très bien faire arrêter la montre de temps en temps.

Le plateau mal rond présente à certains endroits les inconvénients du plateau trop grand, et à d'autres les inconvénients du plateau trop petit.

Le rebord du plateau, s'il est carré ou mal poli, occasionne, par les contacts accidentels, un frottement assez âpre pour produire l'arrêt de la machine de temps à autre.

La présence de l'huile au bord du plateau, et par suite au coin, suffit pour dérégler une montre.

Coin trop long, — *trop court*, — *trop évasé*.

379. Fréquemment ce n'est pas le plateau qui est trop

grand ou trop petit, mais bien le coin qui est trop long ou trop court.

S'il est trop long, on le raccourcit avec précaution, c'est-à-dire en conservant son angle bien au milieu de l'entaille de la fourchette; autrement, quand l'ancre s'appuierait sur ses plots, ce coin serait éloigné du plateau plus d'un côté que de l'autre.

L'angle du coin et ses deux faces latérales doivent être parfaitement polis et toujours très secs.

Si le coin est trop court et qu'on ne puisse refaire le plateau, on enlève l'extrémité du coin pour lui substituer une goupille fine, assez solide, et suffisamment avancée vers le plateau pour ne laisser entre eux deux que le *jour* nécessaire.

Quelques rhabilleurs, après avoir détrempé la fourchette, et au moyen d'une lime à fendre les vis, fendent le coin en travers vers sa base, c'est-à-dire en séparant le sommet du triangle de la base, et jusqu'aux trois quarts de l'épaisseur totale; puis, en frappant sur un tournevis entré aux deux tiers de la fente, ils poussent un peu en avant l'angle du coin. Ce moyen est dangereux.

Le coin ne doit pas être évasé, c'est-à-dire trop large; il ne doit jamais toucher que par son extrémité au contour du plateau.

Entaille de fourchette trop étroite, — trop large.

380. L'article **377**-7° nous a montré les inconvénients de l'entaille étroite.

La fourchette, pendant l'impulsion, agit d'autant moins longtemps sur le bouton que la différence entre la largeur de l'entaille et la grosseur de ce bouton est plus grande, et la force du choc entre les deux pièces augmente en raison du *jeu* laissé au bouton entre les parois de l'entaille.

La trop grande largeur de l'entaille est aussi quelquefois la cause que l'angle de l'échancrure du plateau pousse le coin de l'ancre, ce qu'il faut éviter avec le plus grand soin.

Le contact d'impulsion de la fourchette trop court.

381. Ce cas provient de ce que les inclinés des becs n'ont pas une suffisante hauteur, ou de ce que le bouton a trop de jeu dans l'entaille de la fourchette; parfois il en résulte que vers la fin de l'impulsion c'est le plateau qui pousse le coin, effet désastreux et qui rend impossible le réglage de la montre.

Il faut bien se souvenir que le bouton, pendant toute la durée de l'impulsion, c'est-à-dire jusqu'au repos sur le plot, doit être constamment pressé par la même paroi de l'entaille, et que ce bouton ne doit avoir aucun contact avec la corne et la paroi opposées, soit pendant l'impulsion, soit à la sortie de l'entaille.

Inclinés trop élevés, — ou trop bas.

382. Avec trop de hauteur aux inclinés, soit ceux des bras de l'ancre, soit ceux des dents de la roue, les repos sur les bras sont réduits à rien. Avec des inclinés trop bas, les repos sont trop profonds et l'impulsion est presque nulle. (La demi-levée *réelle* ne doit jamais être moindre de 5°, ni plus de 8° du mouvement angulaire de la fourchette.)

La levée totale trop grande, — trop petite.

383. On sait les inconvénients qui résultent d'une levée totale trop grande (**377**-4°).

Quant à une levée totale trop courte, elle est causée soit par des centres trop éloignés, des inclinés d'ancre trop peu élevés, soit par un bouton placé trop loin du balancier; c'est l'inverse du cas de trop forte levée. Si le mouvement angulaire de la fourchette est suffisant, il faut alors changer la position du doigt, c'est-à-dire rapprocher le bouton du centre de l'axe et *replanter* le balancier à la place convenable (**305**, etc.).

Trop ou trop peu de tirage.

384. Beaucoup de tirage, surtout s'il se produit sur un long repos, exige un balancier très lourd et une grande force motrice.

Avec peu de tirage et un court repos, l'ancre se détache facilement du plot, surtout quand le porteur de la montre va à cheval.

Ainsi qu'on l'a déjà vu, si le tirage est très fort, on borne le repos (1° 1/2 à 2°); si ce tirage est faible, on augmente la longueur de ce repos (3° à 4°); mais il faut se souvenir que plus le repos est long et plus l'ancre offre de résistance à l'action du dégagement.

Les chutes trop grandes.

385. La grandeur absolue des chutes est en raison du recul et de la longueur des repos; c'est donc en bornant au strict nécessaire ces deux quantités qu'on peut réduire les chutes à être les moindres possible.

L'ancre trop *ouvert* ou trop *fermé*, les becs de l'ancre trop étroits, ainsi que les dents de la roue, augmentent la grandeur des chutes, et, ajoutant à la quantité inévitable due au tirage, forment ces énormes chutes que l'on remarque dans un grand nombre d'échappements qui nous viennent des fabriques.

Quand la chute est forte sur la levée *rentrante* et qu'elle est nulle sur la levée *sortante*, c'est que l'ancre est trop *fermé;* si c'est le contraire qui a lieu, c'est que l'ancre est trop *ouvert*, etc. (**375**).

Des chutes trop grandes, mais égales sur les deux levées, sont l'indice que les dents de la roue ou les bras de l'ancre n'ont pas une suffisante largeur.

Deschutes trop fortes seulement d'un côté indiquent aussi, parfois, qu'un des bras est trop court ou trop étroit, *et vice versâ.*

Les chutes inégales ne peuvent exister que par le fait d'une roue qui n'est pas ronde ou dont la division n'est pas juste.

L'inégalité de l'étendue des repos sur un bras a la même origine.

Peu ou pas de repos.

386. Si la dent tombe au bord de l'incliné, ou même sur cet incliné, la montre pourra bien ne pas s'arrêter, mais elle ne se réglera pas et sa destruction sera rapide.

Il faut examiner lequel est le plus avantageux, ou de replanter l'ancre, ou de remplacer les levées par d'autres dont les inclinés seraient différents des premiers, ou simplement de décoller les levées primitives pour les faire avancer un peu; mais il faut auparavant se bien rendre compte du changement que l'opération apportera dans l'étendue du mouvement angulaire de la fourchette.

---

387. Les autres causes d'arrêts ou de variation, en outre de celles déjà signalées soit dans le cours de ce chapitre, soit dans les trois précédents, sont :

UN ANCRE FROTTANT DANS SA CREUSURE, ou ayant si peu de jour entre deux que l'huile des levées s'y glisse.

L'ABSENCE DE TIGERON A L'ANCRE : l'huile du pivot coule entre l'ancre et le pont.

LES DENTS DE LA ROUE EFFLEURANT LE CENTRE DE L'ANCRE : elles y laissent de leur huile.

UN ANCRE QUI N'EST PAS EN ÉQUILIBRE SUR SON AXE.

DES DENTS DE ROUE MAL POLIES et dont les angles *grattent*.

LE BOUTON TROP LONG, frottant au fond de la creusure; TROP COURT et s'engageant parfois sur la corne par suite de la flexion de la fourchette ou du jeu des pivots.

LE BOUTON MALADROITEMENT COLLÉ et penchant en avant, ce qui le fait toucher aux cornes; ou penchant de côté, ce qui est

cause que la fourchette chasse l'échancrure du plateau plus loin d'un côté que de l'autre.

LE BOUTON ET LES LEVÉES GOMMÉS PEU SOLIDEMENT et remuant en place.

UN PLATEAU PLACÉ EN BIAIS SUR SON AXE, ce qui arrive assez souvent aux plateaux auxquels on n'a pas conservé un petit canon d'ajustement.

UN MAUVAIS BALANCIER COMPENSATEUR et dont les bras, en se contournant, dérangent l'équilibre.

UN BALANCIER COMPENSATEUR TOUCHANT QUELQUE PART quand ses bras s'ouvrent pendant les grandes vibrations et par l'effet de l'élasticité de ces bras et de la force centrifuge.

UN SPIRAL DONT QUELQUES SPIRES SE HEURTENT PAR LES GRANDES VIBRATIONS.

UN SPIRAL D'INÉGALE FORCE et qui s'est RENDU OU DÉFORMÉ par des vibrations trop étendues.

UNE FOURCHETTE QUI, RAPPORTÉE SUR L'ANCRE, N'Y TIENT PAS SOLIDEMENT.

UNE INSUFFISANTE LARGEUR A LA CREUSURE OU EST LOGÉE LA FOURCHETTE, l'épaississement de l'huile, le moindre grain de poussière qui s'interpose entre la fourchette et la paroi de la creusure où s'appuie cette fourchette, suffisent pour arrêter ou gêner la marche.

Il est mieux de faire reposer la fourchette sur deux plots ou goupilles.

L'ÉCHANCRURE DU PLATEAU TROP GRANDE OU TROP PETITE. Trop petite, elle est cause que le plateau touche ou effleure le coin à la rentrée du bouton ; trop grande, il peut arriver qu'une secousse dérange la fourchette avant que le bouton ait pénétré dans l'entaille ; il y a contact alors entre le bouton et l'intérieur d'une corne.

LES CORNES TROP FAIBLES DE LA BASE : elles peuvent être faussées par un brusque rebattement du balancier.

L'HUILE, qui en coulant le long de la tige de roue d'ancre y produit le collement des bras de fourchette (XX', *fig.* 1, *pl.* VI).

L'AIMANTATION, soit de la roue et des bras d'acier de l'ancre,

soit des bras de fourchette et de la tige de la roue, soit de la fourchette d'acier, dans laquelle fonctionne un bouton également d'acier.

DANS LES ÉCHAPPEMENTS ANGLAIS, où l'entaille de la fourchette est remplacée par deux goupilles sur lesquelles agit un doigt-de-levée, il suffit quelquefois de brosser l'ancre d'un mouvement un peu brusque pour fausser ces goupilles et changer toutes les conditions de l'échappement.

UN REBATTEMENT VIOLENT, quand le balancier est lourd et que les goupilles sont frêles, peut produire un effet identique au précédent, etc., etc.

On relèvera dans les causes d'arrêts et de variations des échappements à cylindre, Duplex, etc., les cas applicables à l'échappement à ancre.

Dernière et importante observation.

388. Il faut apporter dans l'examen d'un échappement à ancre beaucoup de soin, et toujours procéder avec méthode et précaution, parce qu'en outre que certains défauts ne se découvrent que difficilement, le même défaut peut avoir des origines très différentes. Exemple :

Une dent tombe sur le plan incliné du bec au lieu de tomber sur le repos, ce qui peut provenir : 1° d'une roue ayant des dents longues et des dents courtes; 2° d'un ou même des deux bras de leviers qui sont trop courts; 3° de la trop forte inclinaison des plans inclinés; 4° d'un trop grand éloignement des centres; 5° de la réunion de plusieurs des causes ci-dessus.

Préalablement il faut étudier la marche à l'oreille et dans toutes les positions. Le coup de la levée n'est pas un coup *sec*, puisqu'il se compose de deux chocs presque instantanés. Malgré ce double choc, il est facile, avec un peu d'attention, et surtout d'habitude, de reconnaître si la marche est nette : tout *ferraille-*

ment révèle la présence d'un défaut soit dans l'échappement, soit dans le spiral, à moins, toutefois, que l'échappement n'ait accompli sa période d'un nettoyage à l'autre; car un échappement malpropre, ou dont l'huile s'est épaissie, ne produit jamais un bruit bien net lorsqu'on met la montre à l'oreille pour l'entendre marcher.

En un mot, il ne faut toucher à l'un des organes, ou à plusieurs, qu'à coup sûr; autrement, on court le risque d'estropier l'échappement et de se voir dans la nécessité de le remanier en entier, opération dont l'ouvrier *sûr de son affaire* peut seul se tirer avec honneur.

Un traité des échappements comprend une telle multiplicité de détails qu'il est presque impossible que quelques-uns, même parmi ceux nécessaires à la parfaite et complète intelligence du sujet, ne soient oubliés. Nous réparons ici plusieurs omissions de ce genre.

De la compensation naturelle.

389. La compensation naturelle est le produit de l'équilibre entre les causes d'avance et de retard, causes provenant de l'état des huiles, de la dilatation ou de la contraction du spiral et du balancier par les variations de température.

L'huile se coagule par le froid et se liquéfie par la chaleur.

Avec les huiles épaissies par le froid, les organes de l'échappement sont gênés dans leur marche et les arcs de vibration sont plus petits et plus lents. Si ces causes de retard sont compensées par la contraction du balancier et le raccourcissement du spiral, dont le froid augmente l'énergie, la montre conserve sa régularité.

Quand les huiles se liquéfient par la chaleur, une plus grande liberté étant rendue au balancier, puisque ses frottements, et surtout ceux du repos, sont moindres, il fait ses oscillations plus étendues; et en tenant compte de la dilatation du spiral et du ba-

lancier, on trouve trois causes de retard pour une seule cause d'avance, qui réside dans le spiral. Si la tension plus grande de ce spiral, par les oscillations augmentées d'étendue, fait un effet plus considérable pour l'*avance* que le relâchement et l'allongement de ce spiral n'en produisent pour le *retard*, le balancier est ramené avec plus d'énergie, et les oscillations plus grandes étant plus rapides les choses restent égales et l'équilibre se maintient.

On voit clairement ici que cet équilibre dépend uniquement de la longueur du spiral, et qu'avec un spiral trop court la correction est trop forte, tandis qu'elle est insuffisante avec un spiral très long; et l'on apprend pourquoi les échappements à repos dépendants des huiles ne supportent pas d'aussi longs spiraux que les échappements libres.

La longueur des rayons de repos (grosseur des axes, **166**) joue ici un rôle très important. Quand, par exemple, un cylindre est trop gros, le frottement de ses repos, par rapport à la puissance du balancier, étant très considérable, et les causes de variations provenant des frottements, et surtout de l'état des huiles, dépassant les limites assez restreintes entre lesquelles s'exerce la correction par le spiral, l'équilibre n'est plus possible entre les causes d'avance et celles de retard, et la montre ne se règle jamais bien.

La compensation naturelle est plus exacte après quelques mois de marche, parce que l'huile ayant acquis une légère consistance les différences dans ses changements d'état du chaud au froid sont moins étendues.

Du compensateur bi-métallique.

390. Ce qui précède explique suffisamment pourquoi le petit compensateur à lame bi-métallique, et agissant sur le spiral, doit être supprimé.

Si la *compensation naturelle* existe, l'adjonction du compensateur ne sert guère qu'à la troubler; si elle n'existe pas, il ne peut la procurer.

En règle générale, l'introduction du compensateur à lame bimétallique et du balancier compensateur dans les échappements à repos, ne servant qu'à augmenter le nombre des causes d'avance et de retard qu'il faut maintenir en équilibre, ne peut que rendre cet équilibre *instable*, et même quand les effets de ces deux pièces ont été éprouvés.

Nous ajouterons ici un mot à propos de l'ancien et inséparable compagnon du compensateur : nous voulons parler du *parechute*, sagement abandonné aujourd'hui, mais après une longue vogue due à la trop grande réputation de l'inventeur ; vogue qui subsistait encore quand les ouvriers mêmes de celui-ci *goupillaient* ses anciens pare-chute pour en neutraliser l'effet.

Du spiral trempé.

391. Le spiral d'acier trempé et revenu bleu a sur le spiral non trempé les avantages suivants : 1° il possède une plus grande élasticité ; 2° il peut subir une forte tension et revenir parfaitement à son premier état et à sa première position, ce qui n'a jamais lieu avec les spiraux d'or ou d'acier non trempé ; 3° par la chaleur ses spires ne tendent pas à *s'ouvrir*, c'est-à-dire à s'écarter du centre (du moins au même degré).

On pourrait faire remarquer que l'acier trempé et revenu bleu se dilate sur sa longueur un peu plus que l'autre ; mais comme les spiraux trempés sont aujourd'hui légèrement plus courts qu'autrefois les choses restent égales quant à l'effet de cet allongement.

Il n'est pas rare de rencontrer dans la pratique des spiraux non trempés, qui se sont *rendus* ou déformés par une grande vibration, ce qui se reconnaît le plus ordinairement à ce signe : que rien n'ayant été changé dans la position de la raquette, etc., le spiral *bride* cependant entre les deux goupilles de raquette, ou frappe plus rudement sur l'une que sur l'autre, et cela quoique l'horloger soit certain d'avoir disposé convenablement le spiral.

Le spiral trempé subit au bout de quelques mois un travail de cristallisation qui fait augmenter la raideur de la lame. Cet effet,

qui ne se produit qu'une fois, a peu d'importance dans l'horlogerie civile.

392. En donnant les renseignements nécessaires à la construction d'un calibre d'échappement à ancre (**347**), nous avons dit que toutes les divisions en degrés devaient être faites sur le nombre 360 : mais comme la plupart des outils-à-diviser en usage ne portent pas ce chiffre, voici quels sont les autres nombres qui peuvent le suppléer (ou les multiples de ces derniers nombres).

Pour tracer l'ouverture de l'ancre, on place l'alidade dans le nombre 12 : l'intervalle d'un point à l'autre vaut alors 30°.

On croise deux lignes à angle droit sur ce même nombre 12, puisque trois intervalles entre les points valent 30 × 3 ou 90°.

Pour l'angle de 10° parcouru par la fourchette, on se sert du nombre 72; l'intervalle d'un point à l'autre vaut 5°.

On trace l'angle de levée totale de 40° sur le nombre 18, dont chaque intervalle vaut 20°, ou sur le nombre 36, dont chaque intervalle vaut 10°, etc.

La levée de 45° emploie le nombre 144, où chaque intervalle vaut 2° 1/2.

La levée de 50°, le nombre 72, où chaque intervalle vaut 5°.

Enfin, le tirage ou l'inclinaison de la levée rentrante se trace sur 24 : chaque intervalle est de 15° ; ou sur 48, dont chaque intervalle est de 7° 1/2; et pour la levée sortante sur 30, dont chaque division est de 12°, ou sur 60 pour des divisions de 6°, etc.

Dans la vérification d'un échappement sur le compas, on fait porter l'index (en fil de laiton recuit et se courbant à volonté) par un petit cuivrot-à-vis ajusté sur l'axe, et l'on fait fonctionner l'échappement en appuyant légèrement sur le cuivrot.

Nous terminerons par cette dernière remarque, et sauf les notes qu'on trouvera dans l'appendice, ce qui concerne les échappements. Quelques livraisons supplémentaires, traitant de l'échappement-à-détente, suivront de près la publication actuelle et lui serviront de complément.

DEUXIÈME PARTIE

TRAITÉ DES ENGRENAGES

PRÉCÉDÉ DU CALCUL DES VIBRATIONS

ET DE CELUI DES HEURES DE MARCHE D'UNE MONTRE

Préliminaires.

L'étendue limitée du cadre de ce livre ne nous permet pas de donner ici un traité complet du calcul des rouages. On le trouve d'ailleurs dans la plupart des ouvrages d'horlogerie, et notamment dans celui de M. Moinet, qui les résume ou plutôt les réunit tous quant au sujet qui nous occupe. Nous devons donc restreindre cet article aux données vulgaires, c'est-à-dire aux nécessités de l'usage courant.

393. Dans tout rouage, la puissance fait équilibre à la résistance quand les deux poids suspendus aux contours du premier et du dernier mobile sont entre eux comme le produit des rayons des pignons est au produit des rayons des roues (abstraction faite des frottements).

394. La vitesse des roues augmente à mesure qu'elles s'éloignent de la force motrice, et elles transmettent d'autant moins de force que cette vitesse est plus grande, en vertu de ce principe de mécanique : ce que l'on gagne en force on le perd en vitesse, et réciproquement. L'on peut s'expliquer le principe, quand on ignore les éléments de la science, par la simple observation pratique et la comparaison des deux efforts qu'il faut faire pour

paralyser la marche d'un mouvement d'horloge, et en agissant d'abord sur le premier mobile, où il faut faire un effort considérable, puis ensuite sur le dernier, où un léger attouchement suffit.

La force motrice doit donc être proportionnelle à la vitesse de la roue d'échappement, c'est-à-dire au nombre de ses tours.

395. Les principes qui précèdent, pour devenir d'une facile application, exigeraient d'être développés, et surtout expliqués par des exemples à la portée de tous. Cela nous entraînerait trop loin; qu'il nous suffise d'en tirer les conclusions suivantes : la première, qu'il n'est pas possible de tracer un bon *calibre* de montre si l'on ne connaît pas au moins les éléments de la mécanique; la seconde, que la force motrice doit être d'autant plus grande que les roues, et surtout les dernières, ont une plus grande vitesse, c'est-à-dire un plus grand diamètre.

---

396. Si une roue conduisait une autre roue par le simple contact ou attouchement des circonférences, on conçoit sans peine que chaque portion de la circonférence conductrice en entraînerait une d'égale étendue sur la circonférence menée, et que si la circonférence de la roue conduite était la moitié de l'autre la petite roue ferait deux tours pour chaque tour de la grande roue, et ainsi de suite. La géométrie nous apprend que les circonférences sont entre elles comme leurs rayons, ou comme leurs diamètres; il en résulte qu'autant de fois le petit rayon est contenu dans le grand, autant de révolutions la petite roue fait pour une révolution de la grande.

397. Cette méthode de transmission de mouvement, comme on l'a compris tout d'abord, ne peut être qu'une supposition théorique, et l'on sent aisément que si l'on ne garnissait pas d'une suite de dents le contour des circonférences il y aurait des interruptions par glissement; mais, ainsi que nous le verrons plus loin, comme le petit arc de cercle, comprenant une dent et un vide adjacent, doit avoir la même étendue sur la roue qui mène

et sur la roue qui est conduite (le pignon), et que chaque dent de la roue ne pousse qu'une aile du pignon, la question reste dans les mêmes termes que ci-dessus ; c'est-à-dire que le nombre des dents est au nombre des ailes exactement comme la grande circonférence est à la plus petite, et, par conséquent, le pignon fait autant de tours, pour un seul tour de la roue, que le nombre des ailes est contenu dans le nombre des dents. On conçoit très bien que si une roue de 30 dents engrène à un pignon de 10 ailes, ce pignon doive faire 3 révolutions quand la roue n'en fait qu'une.

398. On possède ainsi deux moyens d'augmenter la vitesse d'une roue : le premier consiste à agrandir le diamètre ; le second à remplacer le pignon qui porte cette roue par un pignon moins nombré que celui qu'on enlève.

Et l'on fait le contraire pour diminuer la vitesse.

Ces simples notions suffisent et vont procurer les moyens de connaître promptement combien une montre fait de vibrations dans un temps donné.

Calculer les vibrations.

399. La solution du problème consiste à trouver la vitesse du pignon de la roue d'échappement, c'est-à-dire le nombre de tours que cette roue fait en une heure ou pendant que la roue du centre fait une révolution. Le calcul ne doit comprendre que trois roues : la roue du centre et les deux moyennes, et les trois pignons qui engrènent à ces trois roues.

400. Cherchons quel est le nombre de révolutions que fait dans une heure la roue d'échappement d'un rouage ainsi composé :

Roue du centre, 70 dents, engrenant un pignon de 10 ailes.
1re moyenne, 64 — un pignon de 8 —
2e moyenne, 60 — un p. d'éch. de 6 —

La roue du centre, portant l'aiguille des minutes, doit, de toute nécessité, faire un tour dans une heure. Cette roue ayant 70 dents et engrenant à un pignon de 10, ce pignon fait (70 di-

visé par 10) 7 tours par heure, et il en est de même de la première moyenne, rivée sur ce pignon (**178**, renvoi au bas de la page).

Cette première moyenne portant 64 dents et engrenant à un pignon de 8, ce pignon fait (64/8) 8 tours pour un tour de la première moyenne ; mais cette roue fait 7 tours dans une heure : le pignon engrenant en doit donc faire 56 (7×8), et par suite la dernière moyenne, portée par ce pignon, en exécute le même nombre que lui.

Cette dernière moyenne porte 60 dents et engrène à un pignon de 6 : c'est donc 10 révolutions du pignon pour une de la roue. Mais la roue en fait 56 : donc le pignon en fait (56×10) 560.

La roue d'échappement, étant portée par ce dernier pignon, fait en conséquence 560 tours dans une heure, c'est-à-dire pendant que la roue du centre accomplit une révolution.

401. Le nombre des révolutions de la roue d'échappement étant connu, il est facile de trouver la quantité des vibrations, puisqu'on sait que chaque dent produit deux vibrations au balancier, et qu'il suffit ainsi, pour obtenir le résultat cherché, de multiplier le nombre des tours par un nombre double de celui des dents de la roue.

Supposons que cette roue soit pourvue de 14 dents, on aura (28×560) 15,680 vibrations par heure.

Si cette roue avait 15 dents, on aurait (30×560) 16,800 vibrations.

Avec 16 dents, on obtiendrait 17,920 vibrations.

---

402. L'opération qu'on vient de faire n'étant autre chose, ainsi qu'on a dû s'en apercevoir, qu'une série de divisions et de multiplications successives, on peut arriver au même résultat en faisant le produit général des dents des trois roues et le produit général des ailes des trois pignons ; le quotient qui résulte de la division de l'un des produits par l'autre donne le nombre de révolutions de la roue d'échappement.

Reprenons l'exemple précédent.

Roue de centre	70		Pignon de 1re moyenne	10	
1re moyenne	64		id. de 2me moyenne	8	
	280			80	
	420		Pignon d'échappement	6	
	4480	(produit des dents)	268,800	480 (produit des ailes).	
2me moyenne	60		2,880	560	
	268,800		0,000		

L'examen des chiffres fait voir que le produit général des dents, ou 268,800, divisé par 480, qui est le produit général des ailes, donne pour quotient 560, ou le nombre de tours que fait la roue d'échappement dans une heure. Ce nombre connu, on sait comment on obtient celui des vibrations dans le même temps (**401**).

403. En résumé, pour connaître le nombre de vibrations qu'un balancier bat dans une heure (ou pendant une révolution de la roue du centre), *il faut multiplier entre eux les nombres des dents de la roue de centre et des deux moyennes, et diviser le produit résultant par le produit des ailes des trois pignons engrenant à ces trois roues.* Le quotient de la division étant le nombre de tours que fait la roue d'échappement dans une heure, *il suffit de multiplier ce nombre de tours par le double des dents de la roue d'échappement pour avoir le chiffre des vibrations* (1).

404. Voici quelques chiffres sur lesquels le lecteur pourra s'exercer.

Roue de centre	80	76	78	Les trois pignons ayant 10, 8, 6 ailes, et la roue d'échappement 15 dents.
1re moyenne	60	64	66	
2me moyenne	54	54	60	
Vibrations	16,200	16,416	19,305	

(1) D'autres méthodes sont encore employées pour arriver à ce résultat; mais comme sauf quelques cas particuliers, elles ne présentent pas d'avantage sur celle que nous venons de donner, nous nous bornons à celle-ci.

Roue de centre	68	64	68	Les trois pignons ayant 8, 8, 6 ailes, et la roue d'échappement 15 dents.
1re moyenne	60	60	60	
2me moyenne	58	60	56	
Vibrations	18,487	18,000	17,850	

Roue de centre	56	56	58	Les trois pignons de 6 ailes, et la roue d'échappement de 14 dents.
1re moyenne	50	52	52	
2me moyenne	50	52	52	
Vibrations	18,148	19,628	20,330	

405. Plus le produit des dents des roues est grand et celui des ailes des pignons petit, et plus le nombre des vibrations est considérable. Si donc une montre ne se réglait pas parce qu'elle ne battrait pas un nombre suffisant de vibrations, il faudrait ou remplacer une des roues du rouage par une autre plus nombrée, ou la faire engrener dans un pignon plus petit, c'est-à-dire ayant un moindre nombre d'ailes.

Ainsi, dans l'exemple de l'article **400**, si on remplace la roue de centre de 70 par une de 75, et le pignon de première moyenne de 10 par un pignon de 8, on obtiendra 750 révolutions à la roue d'échappement dans le même temps qu'on n'en avait que 560.

Chercher combien de temps la montre marchera du haut en bas du ressort.

406. Il est parfois nécessaire de vérifier si une montre peut marcher durant un nombre d'heures déterminé. Ce calcul n'offrant aucune difficulté, il suffit de le faire précéder par une simple explication.

Le pignon de roue de centre fait forcément une révolution par heure, et si la montre doit marcher 30 heures, c'est 30 tours que le barillet doit faire faire à ce pignon, du haut au bas du ressort.

Ce pignon étant supposé de 10 ailes, et chaque aile étant poussée par une dent du barillet, c'est 300 dents qui passeront dans les trente heures.

Supposons que l'arrêtage du barillet permette de remonter le ressort de quatre tours de clef, on voit que ces 300 dents seront fournies par quatre révolutions du barillet, et qu'une seule en

fournira le quart, c'est-à-dire 75, ou le nombre des dents dont il faut garnir ce barillet.

407. En conservant le même arrêtage et le même barillet, si l'on substitue au pignon de 10 un pignon de 7, 8 ou 9, le nombre d'heures de marche sera augmenté de plus en plus, et il diminuera progressivement si on remplace ce pignon de 10 par un plus nombré, de 11, 12, etc.

408. En résumé, pour connaître le nombre d'heures que marche une montre, *il faut multiplier les dents du barillet par les tours de l'arrêtage, et diviser le produit par les ailes du pignon du centre;* le quotient de la division donne le nombre d'heures cherché.

Exemple. — Un barillet porte 80 dents et un arrêtage permettant 4 tours : le pignon du centre est de 12 ailes.

80 × 4 donne 320; ce nombre divisé par 12 donne 26, 6, etc., c'est-à-dire 26 heures 6 dixièmes d'heure ou 26 heures 36 minutes.

409. Réciproquement, si l'on veut savoir quel nombre de dents il convient de donner au barillet pour obtenir une certaine quantité d'heures de marche, *il faut multiplier le chiffre des heures par les ailes du pignon et diviser par les tours de l'arrêtage.*

Exemple. — On veut qu'une montre marche 30 heures avec un pignon du centre de 8 ailes et 4 tours d'arrêtage : le nombre d'heures (30) multiplié par le nombre d'ailes (8) donne 240, et ce produit, divisé par 4 (tours d'arrêtage), donne pour quotient 60, ou le nombre des dents qu'il faut mettre au barillet.

INTRODUCTION

A L'ÉTUDE DES ENGRENAGES.

PRÉLIMINAIRES.

410. L'invention des engrenages remonte à une haute antiquité : les Égyptiens, les Grecs, les Romains, les employaient ; mais le point de perfection où ils les ont amenés nous est inconnu. On présume que c'est aux Égyptiens qu'on doit leur application aux machines destinées à la mesure du temps, et que les Arabes possédaient déjà sur le sujet des connaissances pratiques assez étendues, à en juger par les descriptions de machines compliquées que nous ont laissées leurs historiens.

Le moyen-âge et la Renaissance, jusqu'à Louis XIV, ne paraissent pas avoir apporté d'améliorations notables à cette importante partie de la mécanique. Il suffit pour s'en convaincre de l'examen des dentures de cette époque, où, sauf de rares exceptions, les formes sont grossières et affectent des figures très diverses ; ce qui prouve, par l'évidence, que les horlogers du temps ne suivaient aucune règle précise dans la construction de leurs engrenages. Chacun d'eux les faisait : les uns d'après de longs essais, de nombreux tâtonnements ; les autres, en copiant plus ou moins heureusement les modèles réussis. En somme, les rouages d'alors étaient très défectueux, ne marchaient qu'avec des poids énormes et donnaient l'heure avec une grande irrégularité. Ce fut même cette imperfection des dentures qui suggéra à Huyghens l'idée du remontoir d'égalité.

Deux savants, Roëmer et Lahire, l'un Danois, l'autre Français, s'aperçurent les premiers, vers le milieu du XVII^e^ siècle, de l'usage

qu'on pouvait faire de la science pour régulariser les engrenages et pour en établir les principes rigoureux.

Camus, savant français, membre de l'Académie des sciences, publia un mémoire sur cet objet dans le traité de Thiout, en 1741, et, quelques années plus tard, il donna dans son cours de mathématiques, en quatre volumes, le traité le plus complet que nous possédions sur ces matières.

F. Berthoud et Leroy (de l'Académie) démontrèrent, par des expériences pratiques, l'excellence des règles données par la théorie; et de Lalande, autre savant de la même compagnie, traita par une méthode exacte, mais dégagée de calculs transcendants, la partie des engrenages de l'ouvrage de Lepaute, publié en 1767.

Enfin, M. Moinet a de nos jours enrichi la théorie des engrenages par la publication de quelques procédés en harmonie avec les moyens de précision actuels.

411. A l'origine, notre intention n'était pas de traiter des engrenages dans ce livre. Que pouvions-nous dire sur la théorie qui n'eût été mieux dit avant nous? Mais notre long séjour au milieu des ouvriers nous a convaincu que parmi les auteurs, et au point de vue de l'horlogerie, les uns sont incomplets, d'autres trop peu sobres de formules géométriques, d'autres enfin si peu méthodiques que leur lecture fatigue et rebute promptement; car il est bon de se souvenir que l'ouvrier n'est pas habitué à l'étude et n'a que peu de temps à lui consacrer. En outre, tous ces auteurs manquent de renseignements pratiques, de moyens d'application, si utiles et si recherchés, surtout par les jeunes artistes. La partie pratique occupera donc une large part dans ce traité; quant à la partie théorique, notre travail doit se borner à simplifier et à exposer aussi clairement que possible les principes que les excellents auteurs cités plus haut ont si heureusement découverts.

Avant d'aborder l'étude spéciale des engrenages, et pour en bien comprendre les règles, il est nécessaire de connaître quel-

ques-unes des propositions fondamentales de la mécanique : nous allons les exposer en les dégageant de tout calcul géométrique et en rendant, pour ainsi dire, sensible par des exemples vulgaires la vérité des déductions de la science.

Tout engrenage étant composé de deux roues, on est dans l'habitude, afin de les distinguer l'une de l'autre, de ne conserver le nom de roue généralement qu'à la grande et de désigner par le nom de *pignon* la plus petite. Les dents de la grande roue conservent le nom de dents, tandis que celles du pignon se nomment les *ailes*.

DU LEVIER CONSIDÉRÉ PAR RAPPORT AUX ENGRENAGES.

Du levier droit.

412. Dans l'acception commune du mot, un levier est une verge inflexible qui sert à soulever, à transporter ou à changer la direction d'une masse quelconque.

Soit A (*fig.* 1, *pl.* VII) la masse que l'on veut soulever : si on introduit sous cette masse l'extrémité de la barre AC, ayant un point d'appui solide en B, on sait par expérience que quelque pesante que soit la masse A on la soulèvera avec facilité, soit par la suspension d'un poids en C, soit par une pression de la main exercée sur ce même point, si l'on a donné à BC une longueur de beaucoup plus considérable que celle de AB.

413. Cet exemple conduit à remarquer que dans tout levier il y a trois points à considérer : 1° le point où le levier est appuyé, et qui prend de cette circonstance le nom de *point d'appui;* 2° le point où est placé le fardeau à soulever et qui résiste au mouvement qu'on veut lui imprimer : ce point est celui de la *résistance;* 3° le point où doit être appliquée la main ou le poids destiné à vaincre la résistance, et qui se trouve de fait être le siége de la *puissance*.

On décompose encore le levier en deux parties, AB et BC, que l'on nomme *bras de levier*, et qu'on distingue par leur fonction en désignant l'un sous le nom de bras de levier ou simple-

ment de levier de la puissance (BC), et l'autre sous celui de bras de levier de la résistance ou simplement de levier de résistance (AB).

414. Si les deux bras de levier sont égaux, il faut y suspendre des poids égaux pour produire l'équilibre, la puissance étant alors égale à la résistance.

L'exemple le plus commun de ce cas se trouve dans la balance ordinaire, où des poids égaux se font mutuellement équilibre.

415. Si les bras du levier, d'inégale grandeur, sont, par exemple, l'un trois fois la longueur de l'autre, un poids d'un kilogramme suspendu à l'extrémité du plus long suffira pour soulever et mettre en équilibre un poids de trois kilogrammes suspendu à l'extrémité de l'autre bras. La puissance est dans ce cas le triple de la résistance, puisqu'elle peut la vaincre avec un poids ou une force trois fois moindre que celle qui lui est opposée.

L'exemple de ce cas se trouve dans la balance romaine, et il n'est personne qui n'ait eu l'occasion de voir peser avec cette balance de très volumineux objets. Un sac de plusieurs quintaux, par exemple, étant suspendu à l'extrémité du levier de résistance, qui est très court, se trouve équilibré avec un simple poids d'un kilogramme suspendu en un point cherché du levier de puissance. Le nombre de kilog. représentant le poids du sac est précisément le chiffre qui indique combien de fois la longueur du bras de résistance est contenue dans la longueur du bras de puissance.

Lorsque deux hommes transportent une lourde charge suspendue à un soliveau, qui n'est autre chose qu'un levier, ils ont invariablement la précaution d'attacher la charge au milieu du soliveau, l'expérience leur ayant appris que celui d'entre eux portera le plus grand poids qui aura entre lui et le fardeau la moindre longueur de levier.

416. Ces exemples suffiront pour expliquer ce principe de mécanique, *que dans tout levier, quelle que soit la position du point d'appui, la puissance est à la résistance en raison inverse des bras de levier*, ou, en d'autres termes, si l'un des bras n'est que la moitié, le quart, etc., de l'autre bras, il faut, pour obtenir l'équilibre, que le poids suspendu au bout du bras

le plus long soit la moitié, le quart, etc., du poids suspendu au bout du petit bras.

417. On remarquera que dans les calculs des leviers on doit tenir compte des pesanteurs inégales des bras de levier, et que la position occupée par chacun des trois points (points d'appui, de résistance et de puissance) peut varier; que cette différence de position constitue même trois espèces de leviers. Mais la première remarque étant sans application aux engrenages, où les roues sont censées en équilibre sur leur axe, la seconde ne changeant rien au principe énoncé plus haut, nous nous contenterons de renvoyer aux traités de mécanique ceux qui voudraient approfondir cette matière, nous bornant ici à vulgariser, qu'on nous permette cette expression, et afin de les mettre à la portée des ateliers, les principes fondamentaux de la théorie des engrenages et des machines en général.

Rapport des forces et des vitesses.

418. En observant avec attention la marche du levier ABC, tournant sur un centre B (*fig.* 2, *pl.* VII), on y trouverait la preuve de cet autre principe de mécanique : *ce que l'on perd en force on le gagne en vitesse, et réciproquement.*

Si l'on suppose que BC est le double de AB, et qu'un poids de 1 kilog. suspendu en C soit suffisant pour faire monter le point A vers le point E, il est évident que pour produire le même effet en suspendant un poids en H il faudrait que ce nouveau poids fût double de celui employé en C, d'après le principe des leviers ; et comme l'arc HI ne peut être que la moitié de l'arc CD, on voit que, tout en ne donnant comme résultat qu'un effet identique, le poids 1 parcourra un espace 2, tandis que le poids 2 parcourra un espace 1.

En résumé, la puissance et la résistance peuvent s'estimer mécaniquement dans les mouvements des machines, soit par les vitesses avec lesquelles les corps en opposition tendent à se mouvoir, soit par les longueurs des bras de levier.

Du levier courbe.

419. Quand le levier n'est pas une ligne droite, la longueur réelle des bras n'indique pas exactement le rapport de la puissance à la résistance. Ce rapport se trouve par la comparaison des bras de leviers *virtuels*.

La direction de la force étant indiquée, le levier virtuel est la ligne perpendiculaire à cette direction et que l'on y mène du point d'appui.

Ainsi, la direction de la force appliquée aux bras de leviers courbes ARC, ARN (*fig.* 3 et 4, *pl.* VII), étant indiquée par les lignes CS, NC, la véritable puissance de ces bras de leviers est représentée non par les bras réels ARC, ARN, mais bien par les bras *virtuels* ABC, AC.

Application.

420. Si l'on suppose (*fig.* 5, *pl.* VII) deux leviers ayant leur point d'appui et leur centre de rotation sur les axes B et C, milieux de EA et de AD, et que les extrémités D et E soient des arcs de cercles concentriques aux points C et B, on remarque que cette disposition représente fidèlement celle de deux dents d'un engrenage dont les dents auraient été à dessein laissées carrées.

Observons, avant d'aller plus loin, que le mouvement imprimé aux leviers ne changera en rien la longueur des bras CD et BE, qui resteront toujours et chacun des rayons d'un même cercle. Nous n'avons donc à considérer que les deux bras AC et BR.

Le mouvement imprimé au grand bras AC amenant le point A au point *i*, le petit bras BR s'applique sur la ligne B*i*. A l'origine du mouvement, les deux bras agissants sont AC et AB; à la fin de ce mouvement, l'un d'eux, AC, a conservé sa longueur primitive, tandis que l'autre est plus long de toute la quantité *oi*. Évidemment cette différence entre les bras de leviers en procure une analogue entre la puissance et la résistance, et l'équilibre obtenu d'abord est rompu.

BIBLIOTHÈQUE IMPÉRIALE IMPR.

En outre, les vitesses sont inégales, c'est-à-dire que si le grand bras marche d'un mouvement uniforme la vitesse du petit bras va en diminuant progressivement, ainsi qu'il est facile de s'en assurer par le seul examen de la figure 6 (*pl.* VI)I, où les arcs de cercle égaux *ab*, *bc*, *cd*, etc., parcourus par l'extrémité du grand levier, correspondent à des angles *imh*, *hmg*, *gme*, etc., de plus en plus petits et parcourus dans des espaces de temps égaux par le petit bras.

Or, cette différence dans les vitesses suffirait à prouver, d'après le principe énoncé plus haut (ce que l'on gagne en force on le perd en vitesse, et réciproquement), que l'équilibre de la puissance et de la résistance n'existe plus.

---

421. Tout levier droit poussant un autre levier droit fait rencontrer les inconvénients qui viennent d'être signalés; mais il n'en est plus de même si on substitue à l'un des leviers droits de l'exemple précédent un levier courbe, fait de telle sorte que lorsque la courbure AR, figure 7 (*pl.* VII), pousse le petit bras BA, on trouve toujours (à quelque point de leur marche qu'on les arrête) le petit bras B*o* (de B au point de contact *o*) égal à la moitié du bras *virtuel* HC (**419**); on se souvient que nous avons admis que BA est moitié de AC. Le problème est alors résolu, car la puissance et la résistance restent entre elles dans la même proportion pendant le parcours du point A au point *o*, et il en est de même des vitesses (**418**).

DÉCOMPOSITION DES FORCES.

422. Dans les effets de leviers dont nous venons de nous occuper, nous avons, afin de simplifier le sujet, fait abstraction de la décomposition de la force, considérable dans certains cas; nous essayons ici de faire comprendre le problème de cette décomposition par un exemple familier et d'une grande simplicité.

Si un clou s'enfonce dans un corps compacte sous des coups de marteau que nous supposons égaux, personne n'ignore que lorsque le coup tombe bien perpendiculairement au clou, c'est-à-dire d'aplomb, ce clou s'enfonce sans vibrer; le coup porté est net, sans frétillement, et le marteau, dont la force est éteinte subitement, n'occasionne pas de soubresauts à la main qui le conduit.

Il en est tout autrement quand le marteau ne tombe pas d'aplomb sur le clou : celui-ci s'enfonce beaucoup moins que dans le cas précédent, il vibre vivement sous le coup, et le marteau, dont le manche frétille dans la main, a une tendance à poursuivre un mouvement oblique.

Dans le premier cas, la force n'est pas décomposée, toute la puissance utile du marteau a été dépensée d'un seul coup et vers un seul but; tandis que dans le second cas cette force, en prenant une direction oblique, se décompose et est absorbée, partie par le petit enfoncement du clou, partie par la résistance que ce clou oppose à la poussée latérale qui tend à le faire pencher, et enfin par la continuation du mouvement du marteau, entraîné de côté.

On s'expliquera aisément, d'après cette expérience, pourquoi, et quoique les deux coups aient été lancés avec une force égale, leur effet utile, représenté par la quantité dont le clou s'enfonce, est si différent dans les deux cas.

423. Le problème de la décomposition des forces trouve son application dans tous les corps en mouvement, qu'ils soient ou poussés ou tirés dans une direction quelconque.

Nous résumons ainsi ce qui concerne cette question.

1° Pour communiquer toute la force dont elle est animée, une puissance quelconque doit toujours agir perpendiculairement à la résistance.

2° Toute puissance destinée à surmonter une résistance et agissant obliquement à cette résistance se décompose en effets utiles, poussant le corps résistant dans la direction voulue, et en effets nuisibles, poussant ce même corps hors de la voie qu'il doit suivre.

De ce 2° il résulte qu'il faut une force totale d'autant plus con-

sidérable que l'effet utile est moindre. Dans un engrenage, par exemple, plus les effets nuisibles ont d'énergie et plus on voit augmenter la pression des axes, c'est-à-dire le frottement des pivots contre les parois des trous.

Ce court exposé fait comprendre combien en horlogerie, où l'on doit tant ménager les forces, dont l'excès ne sert qu'à accélérer la destruction des matières en contact, combien, répétons-nous, il est nécessaire de bien connaître la direction des forces et de savoir, au besoin, éviter leur décomposition.

---

424. Un engrenage n'étant autre chose qu'un jeu de leviers qui se succèdent sans intervalle appréciable, en lui appliquant les principes ci-dessus on peut les résumer ainsi.

Dans tout engrenage, les leviers de puissance et de résistance doivent toujours rester entre eux dans la même proportion.

Les vitesses doivent être uniformes.

La force de la roue conductrice doit s'appliquer perpendiculairement au bras de levier de la roue conduite.

Les frottements doivent être évités ou réduits le plus possible.

---

425. Ainsi qu'il en a déjà été question (**396**), si une roue pouvait conduire une autre roue par l'attouchement ou la simple pression des circonférences (*fig.* 8, *pl.* VII), on obtiendrait un engrenage parfait, puisque : 1° il se ferait par contact et sans frottement; 2° les leviers de puissance et de résistance n'étant autre chose que les rayons des deux roues, la puissance et la résistance resteraient entre elles constamment dans le même rapport; 3° l'action de la puissance agirait toujours perpendiculairement à la résistance; 4° les vitesses seraient uniformes, chaque portion de circonférence de la roue conductrice en entraînant une d'égale étendue sur la circonférence de la roue menée.

On a déjà vu (**397**) pourquoi ce mode de transmission de

mouvement ne peut être utilisé dans l'application ; mais si l'engrenage parfait est impraticable, il n'en reste pas moins utile comme terme de comparaison. L'expérience a prouvé que tout engrenage de roues dentées, qui se trouve dans les conditions de l'engrenage parfait, marche avec toute la douceur et l'uniformité désirables, et que ses dents et ses ailes se conservent longtemps intactes, parce que la destruction des machines à mesurer le temps, abstraction faite de la mauvaise qualité des matières premières employées, provient presque toujours des vices de construction et de l'excès de force qu'il faut au moteur pour vaincre les grandes résistances que ces vices opposent au mouvement.

On a également vu plus haut (**421**) que les dents carrées ne procurent point une transmission de mouvement dans les conditions désirées, mais qu'il en pourrait être autrement si le flanc de l'aile restant droit le flanc de la dent affectait une certaine courbure. Il ne reste donc plus qu'à chercher maintenant quelle est la courbe selon laquelle ces dents doivent être découpées pour qu'elles puissent satisfaire aux conditions énoncées.

DE LA CYCLOIDE ET DE L'ÉPICYCLOIDE.

426. Si l'on faisait rouler sans glissement le long d'une règle droite un cercle de bois, de métal, de carton, etc., lequel cercle serait garni d'une fine pointe de crayon légèrement saillante sur le plan et placée tout au bord du cercle au point précis (a), où il est en contact avec la règle, le point de contact, qu'on appelle *point générateur* (et qui n'est autre chose que la pointe de crayon), tracerait sur la feuille de carton préalablement mise au-dessous du tout une courbe de la forme de *abc*, fig. 9 (*pl.* VII).

Cette courbe, qu'on nomme *cycloïde*, est donc une courbe engendrée par le premier point de contact d'un cercle roulant sur une ligne droite.

427. Dans les mêmes conditions que ci-dessus, si l'on faisait rouler un cercle sur la circonférence d'un autre cercle, ou dans l'intérieur de cette même circonférence, le premier point de contact (point générateur), e ou m, engendrerait dans l'un et l'autre

cas une courbe comme *efg* ou comme *mnp* (*fig.* 10, *pl.* VII), et qu'on nomme *épicycloïde;* mais avec cette différence que lorsqu'elle est tracée en dehors du cercle elle prend le nom d'*épicycloïde supérieure*, et qu'elle le change contre celui d'*épicycloïde inférieure* lorsqu'elle est placée en dedans.

Les personnes étrangères aux connaissances géométriques peuvent très bien se rendre compte de la manière dont ces différentes courbes sont engendrées, en découpant dans du carton des disques et des circonférences qu'elles feront ensuite mouvoir, et comme il vient d'être indiqué, sur une surface plane garnie d'un papier blanc.

Propriété de ces deux courbes.

428. Une propriété très remarquable, et qui est commune à la cycloïde et à l'épicycloïde, consiste en ce que la ligne droite passant par le point générateur *o* (*fig.* 10, *pl.* VII) et par le point *s*, où les cercles se touchent, est toujours perpendiculaire à la courbe et à sa tangente.

Du choix de l'épicycloïde.

429. Si on examine la fig. 11 (*pl.* VII), où le grand cercle A représente la roue, tandis que le cercle B représente le pignon, on voit que si l'on procure un mouvement de rotation au grand cercle A il fera tourner en même temps les deux petits cercles B et C. (Le mouvement aura lieu comme si, le grand cercle étant immobile, les deux petits roulaient autour de lui.)

Il est évident que pendant toute la durée du mouvement le petit cercle C tourne non-seulement autour de la grande circonférence A, mais qu'en même temps il roule dans l'intérieur du cercle B, et que, par conséquent, le point générateur trace simultanément une épicycloïde supérieure *aob* et une épicycloïde inférieure *eod*. Or, ces deux épicycloïdes, étant engendrées par le même point, sont pendant toute la durée de la marche forcément en contact par ce seul point, et par suite la ligne droite pas-

sant par le point *m*, où les trois cercles se touchent, et par le point de contact *o* des épicycloïdes, est toujours perpendiculaire à ces dernières.

430. Si le petit cercle C a un diamètre plus grand que la moitié du diamètre de B, l'épicycloïde *eod* est convexe (*fig.* 11, *pl.* VII).

Si le petit cercle a un diamètre moindre que la moitié de B (*fig.* 12, *pl.* VII), l'épicycloïde *eom* est concave.

Si le diamètre du petit cercle est la moitié du diamètre du cercle B (*fig.* 13), l'épicycloïde est une ligne droite *e d*, laquelle ligne est précisément le diamètre du cercle B.

Ce dernier cas, extrêmement curieux, simplifie beaucoup la théorie de l'engrenage et en facilite l'application.

En effet, pour que l'engrenage de la roue A et du pignon B approchât le plus possible de l'engrenage parfait, il faudrait que le flanc de l'aile du pignon prît la forme de l'épicycloïde inférieure, tandis que la dent de la roue faisant saillie en dehors du cercle A recevrait la forme de l'épicycloïde supérieure.

Mais avec le cercle C (*fig.* 11) le flanc de l'aile du pignon serait bombé; avec le cercle G (*fig.* 12), il serait creux, tandis que dans le dernier cas, celui du cercle H (*fig.* 13), le flanc deviendrait un plan droit visant bien le centre du pignon. Or, s'il est difficile, sinon impossible, de former les flancs des ailes selon les courbures indiquées, il n'en est pas de même quand il s'agit d'un plan droit, dont l'exécution, même en petit, n'offre aucune difficulté à vaincre.

Ceux des lecteurs qui auraient quelque peine à se rendre compte des effets en question devront recourir au moyen pratique déjà indiqué (**427**).

Comment la forme épicycloïdale satisfait aux conditions d'un bon engrenage.

431. On vient de lire que si l'on donne à l'aile du pignon la forme de l'épicycloïde inférieure et à la dent de la roue la forme

de l'épicycloïde supérieure, l'engrenage se produit dans les conditions de l'engrenage parfait. Et en effet :

1° D'après l'article **429**, la ligne *soe* (*fig.* 13, *pl.* VII) étant perpendiculaire aux deux épicycloïdes, la force dont la roue est animée s'applique toujours perpendiculairement sur l'aile du pignon.

2° Les vitesses sont égales, puisque l'arc *e o*, quantité dont a tourné le pignon, est égal en longueur à l'arc *r o*, dont la roue a tourné dans le même espace de temps.

3° Les frottements sont le moindres possible, l'engrenage se faisant plutôt par contact que par glissement.

4° Tout le temps que dure le contact d'une dent et d'une aile, c'est-à-dire durant toute la *menée*, la puissance et la résistance restent entre elles dans la même proportion. En voici la preuve : en vertu des principes des leviers (**419**), le bras de levier par lequel la roue agit n'est pas le rayon de cette roue, mais bien le levier *virtuel v s* (*fig.* 13, *pl.* VII), qui devient ainsi le levier de *puissance;* et le levier de la *résistance* n'est pas le rayon du pignon, mais seulement la partie de ce rayon comprise entre le centre *d* et le point *e*, où l'aile est touchée par la dent. On démontre géométriquement que, à quelque point qu'on arrête la *menée*, le levier *virtuel v s* est au levier *virtuel e d* comme le rayon de la roue *v o* est au rayon du pignon *o d :* il s'ensuit nécessairement que la puissance et la résistance ne varieront en aucun point de la menée, et qu'elles resteront entre elles dans le rapport de l'engrenage parfait (1).

Résumé.

432. Pour que l'engrenage d'une roue dentée et d'un pignon approche le plus possible de la perfection il faut :

1° Que la courbure des dents soit faite selon une épicycloïde

(1) Les deux triangles rectangles *ovs, oed* (fig. 13), sont *semblables ;* conséquemment leurs côtés *homologues* étant proportionnels, on a toujours *sv* : *ed* :: *vo* [rayon de la roue] : *od* [rayon du pignon].

engendrée par un cercle ayant pour diamètre la moitié de celui du pignon.

2° Que le flanc des ailes soit un plan droit visant bien au centre

On verra plus loin comment on peut appliquer ces principes aux engrenages si délicats et si exigus de l'horlogerie; nous dirons seulement ici que lorsque la forme des dents n'est pas la forme qui convient, la proportion de la puissance à la résistance n'étant pas la même du commencement à la fin de la menée sur une aile, il s'ensuit qu'il faut employer une force motrice supérieure à celle qui serait nécessaire sans cela.

On trouvera dans l'appendice les différentes méthodes employées pour faire le tracé d'une épicycloïde.

DES CERCLES ET DES DIAMÈTRES PRIMITIFS.

433. Pour peu qu'on ait prêté quelque attention aux détails précédents, on a déjà compris que dans tout engrenage la partie arrondie, soit des ailes, soit des dents, et qu'on nomme l'*excédant* (*rao*, *ezn*, *fig.* 13, *pl.* VII), se trouve toujours en dehors des cercles représentant l'engrenage parfait ou l'engrenage primitif : de là est venu qu'on a désigné ces cercles sous le nom de *cercles primitifs*, et les diamètres de ces mêmes cercles sous le nom de *diamètres primitifs*.

434. Ainsi, dans toute roue comme dans tout pignon, il faut bien remarquer que la grandeur totale se compose du diamètre primitif plus la hauteur de deux excédants.

Comme c'est uniquement sur les cercles primitifs qu'on peut régler l'uniformité de la *menée* ou du mouvement, nous avertissons le lecteur que la connaissance des deux espèces de diamètres (total et primitif), et surtout le soin de les bien distinguer l'un de l'autre, sont d'une absolue nécessité non-seulement pour comprendre la théorie des engrenages, mais pour pouvoir faire dans la pratique d'utiles applications de cette théorie.

Du rapport des diamètres primitifs aux nombres des dentures.

435. Pour qu'il y ait de l'uniformité dans la menée d'un engrenage de roue dentée, il faut que, pendant tout le temps que la dent pousse l'aile, chaque portion supposée rectifiée (étendue en ligne droite) du cercle primitif de la roue fasse parcourir une portion égale (rectifiée) sur le diamètre primitif du pignon.

436. Une dent et un vide occupent ainsi sur le cercle primitif de la roue la même étendue (rectifiée) qu'une aile et un vide sur le cercle primitif du pignon, et il en résulte nécessairement qu'autant de fois la somme des petits arcs, qui comprennent une aile et un vide du pignon, est contenue dans la circonférence primitive de la roue, autant le pignon doit faire de tours pour un tour de la roue : d'où il suit que le petit cercle primitif est au plus grand comme le nombre des ailes est au nombre des dents.

Il est assez difficile de mesurer des circonférences ; mais comme la géométrie nous enseigne que les circonférences sont entre elles comme leurs diamètres, en substituant les derniers aux premiers nous conclurons : que *dans l'engrenage d'une roue et d'unpignon le diamètre primitif de la roue doit être au diamètre primitif du pignon comme le nombre des dents est au nombre des ailes.*

Ainsi, pour obtenir un bon engrenage d'une roue de 40 dents et engrenant avec un pignon de 10, les diamètres primitifs doivent être entre eux comme 40 est à 10, c'est-à-dire que le diamètre primitif de la roue doit être quatre fois plus grand que celui du pignon.

437. Cette règle de la proportion des nombres à la grandeur des diamètres primitifs est une règle fondamentale. Si la proportion n'existe pas, il en résulte inévitablement qu'un *vide* et un *plein* occupent une étendue plus grande ou plus petite sur la circonférence de la la roue que sur celle du pignon, l'uniformité de menée ne subsiste plus, et cette menée se fait par des glissements, chutes, accotements, etc. ; car il est bon de le dire ici, et par an-

ticipation, un pignon n'est trop gros ou trop petit que parce que son diamètre primitif est trop grand ou trop court.

Déterminer la grandeur des diamètres primitifs.

Les principes ci-dessus conduisent naturellement à poser les questions suivantes :

438. *Première question.* — La distance du centre d'une roue au centre de son pignon (mesurée sur le calibre de la montre) étant connue, ainsi que le nombre des dents et des ailes, trouver la longueur de chaque rayon primitif.

Soit 60 millimètres la distance des centres, d'une roue de 32 dents et d'un pignon de 8 ailes.

En vertu du rapport qui doit exister entre les diamètres primitifs et les nombres des dentures, et en remarquant que les 60 millimètres sont exactement la somme du rayon primitif de la roue et du rayon primitif du pignon, on dira : Les deux nombres réunis (32 + 8) sont aux deux rayons réunis (60) comme le plus grand nombre (32) est au plus grand rayon (x, c'est-à-dire une quantité inconnue) (1).

Proportion que l'on pose ainsi, $40 : 60 :: 32 : x$.

Dans toute proportion, le produit des termes extrêmes ($40 \times x$) est égal au produit des termes moyens (60×32), et si l'un des produits (60×32 ou celui dont les deux termes sont connus) est divisé par le terme connu (40) de l'autre produit, le résultat de la division est précisément la valeur qu'il faut donner à x.

$40 : 60 :: 32 : x$ —— $60 \times 32 = 1920$ —— $\frac{1920}{40} = 48$.

48 millimètres forment le rayon primitif de la roue, et 12 millimètres celui du pignon, puisque les deux rayons réunis doivent faire 60 millimètres. Pour connaître les diamètres primitifs, il suffit, comme on sait, de doubler les deux rayons, ce qui produit 96 et 24 millimètres pour les deux diamètres cherchés.

(1) On prend indifféremment et pour la commodité du calcul, ou les deux diamètres, ou les deux rayons. Chaque rayon d'un cercle étant toujours la moitié du diamètre, la proportion ne saurait changer.

439. *Deuxième question.* — Une roue étant donnée (toute faite), ainsi que le nombre des ailes du pignon, trouver le diamètre primitif de ce dernier.

Soit une roue de 50 dents et de 20 millimètres de diamètre primitif que l'on veuille faire engrener à un pignon de 10 ailes.

On aura toujours, comme dans le cas précédent, en vertu de la proportion entre les nombres des dentures et les diamètres primitifs :

$50 : 10 :: 20 : x$ —— $10 \times 20 = 200$ —— $\frac{200}{50} = 4$ ou la valeur de x ; c'est-à-dire que le diamètre primitif du pignon doit être de 4 millimètres.

Ces exemples suffisent, car quel que soit le cas qui se présente il se réduit toujours à trouver l'un des quatre termes de la proportion suivante : Le *diamètre primitif* de la roue est au *diamètre primitif* du pignon, comme *le nombre des dents* est au *nombre des ailes*.

Nous engageons ici tous les horlogers à se familiariser avec la théorie des *proportions*, étude facile, peu compliquée, et qu'on peut suivre dans tous les traités d'arithmétique. Cette théorie est d'un immense secours et d'un usage journalier pour l'horloger.

DES EXCÉDANTS.

440. On nomme *excédant* toute la partie, soit d'une dent, soit d'une aile, qui fait saillie en dehors des cercles primitifs : *rao* et *ezn*, fig. 13 (*pl.* VII).

441. L'excédant de la roue, qu'on nomme aussi par suite de sa forme l'*ogive* de la dent, doit être formé, ainsi qu'on l'a vu, selon une certaine courbure épicycloïdale ; quant à l'excédant du pignon, qu'on appelle simplement l'*arrondi*, et dont nous n'avons pas encore parlé, si on voulait dans les pignons de bas nombre appliquer rigoureusement la règle, cet excédant devrait affecter une certaine forme épicycloïdale. Mais remarquons que : 1° dans les pignons un peu *nombrés*, et ainsi que nous le verrons plus loin, l'excédant n'est utile que comme mesure de précaution ;

2° il est à peu près impossible de donner à un excédant de pignon d'horlogerie la vraie courbure théorique; 3° une partie infiniment petite de la courbe de l'excédant est touchée par la dent à sa rentrée dans un vide.

Ces diverses remarques ont conduit les artistes à adopter le demi-cercle comme la forme la plus convenable à l'excédant du pignon; l'aile se trouve ainsi simplement arrondie comme dans la fig. 14 (*pl.* VII).

La forme demi-circulaire offre plusieurs avantages : 1° elle permet de déterminer exactement et avec facilité la différence du diamètre total au diamètre primitif, puisque ce dernier est plus petit que l'autre justement d'une épaisseur d'aile; 2° elle suffit à assurer la *rentrée* sans augmentation sensible de frottement dans les pignons de bas nombres; 3° non-seulement elle facilite l'exécution, mais encore elle fait distinguer assez nettement le point où passe le cercle primitif, point qu'il est essentiel de connaître si l'on veut produire un bon engrenage.

442. Dans les engrenages produits par des pignons très nombrés, l'aile du pignon n'est pas poussée par l'ogive de la dent jusqu'à l'extrémité de cette dernière, parce qu'une autre dent entre en prise avec l'aile suivante avant que la première dent ait achevé sa menée; il en résulte que le contact d'une aile et d'une dent est d'autant plus court que les mobiles sont plus nombrés, et que dans ces sortes d'engrenages une partie de la pointe des ogives étant inutile on la supprime (*fig.* 12, *pl.* VIII).

443. Avec les pignons de 10 ailes et au-dessous, la conservation de la pointe de l'ogive est indispensable; avec les pignons de 11 et de 12, c'est à peine si l'on peut émousser légèrement les pointes des dents (on les conserve généralement par mesure de précaution). On peut faire davantage pour les nombres au-dessus, et de plus en plus selon que le nombre des ailes est de plus en plus élevé.

444. Une remarque que nous empruntons à l'art. **429** nous fournit le moyen de connaître quelle est la longueur utile de l'ogive.

Puisqu'on sait, d'après les précédents articles, que le contact

entre l'aile et la dent est tracé par le point générateur, cette remarque faite. on dessine l'engrenage (voir plus loin) de façon à ce que le flanc de la dent *o*X (*fig.* 14, *pl.* VII) se trouve en contact avec l'aile Y précisément sur la ligne des centres AB ; puis, le dessin terminé, on trace le cercle générateur D, et le point où ce cercle coupe le flanc *e*, de l'aile E, se trouvant être le dernier point utile de la menée par l'ogive G, puisque la dent X*o* commence sa menée, tout ce qui est au-dessus de ce point *e* peut être supprimé, ce que l'on indique par un arc de cercle PQ, décrit du centre de la roue.

La ligne *o e* doit être perpendiculaire au flanc *e* de l'aile E.

DE LA MENÉE AVANT ET APRES LA LIGNE DES CENTRES.

445. La ligne des centres est, comme on le sait, la ligne qui est censée passer par les centres de rotation, c'est-à-dire par les centres de la roue et du pignon (BA, *fig.* 18, *pl.* VII).

446. Il faudrait que la dent ne commençât à toucher le flanc de l'aile que lorsque ce flanc est arrivé sur la ligne des centres (comme X*o* touche *o*Y, *fig.* 14), afin que le levier de résistance fût attaqué à frottement *sortant.*

Il en est toujours ainsi pour les pignons de 12 ailes et au-dessus, et même pour les pignons de 10 et de 11, quand ils sont conformés selon les proportions qu'on trouvera plus loin ; mais quant aux pignons de bas nombre, 9, 8, 7, 6, la menée commence toujours avant la ligne des centres et d'autant plus loin de cette ligne que le pignon est moins nombré. En voici la preuve :

Soit A (*fig.* 15, *pl.* VII) une roue de 40 dents : chaque dent et le vide adjacent (*am* ou *an*) occuperont exactement sur le cercle primitif un arc de 9 degrés ($9^\circ \times 40 = 360^\circ$ ou le nombre des degrés du cercle).

A l'inspection de cette figure 15, où l'arc *n a* (rectifié) équivaut à l'arc *o a* (rectifié) du pignon de 8, on voit qu'en donnant à la denture de la roue autant de *plein* que de *vide* la dent B ne conduira pas assez loin l'aile F du pignon, et que l'aile suivante H sera touchée bien avant la ligne des centres par l'autre dent C.

Si l'on augmente la largeur de la dent B, afin d'obtenir une ogive plus allongée, la nouvelle denture *n r i*, beaucoup plus *pleine* que *vide*, conduira par sa pointe *r* le flanc de l'aile *o*F. assez loin pour que le flanc *p a* de l'aile suivante H arrive près de la ligne des centres avant d'être touché; mais alors il faut enlever sur l'épaisseur de l'aile ce qui a été ajouté sur l'épaisseur de la dent : autrement cette dent *buterait* sur l'angle de l'aile, et l'engrenage ne pourrait fonctionner. L'aile, ainsi qu'on le voit, devrait être beaucoup réduite sur son épaisseur.

447. Pour que la menée commençât sur la ligne avec le pignon de 8, il faudrait que ce pignon eût à peu près 5/6^{mes} de vide, c'est-à-dire que le vide fût cinq fois plus large qu'une épaisseur d'aile.

Pour le pignon de 7, l'aile serait encore plus mince.

Pour le pignon de 6, elle serait réduite absolument à rien.

Il est clair, d'après ce qui précède, que dans les pignons de bas nombres la menée commencera toujours avant le centre, car il faut de toute nécessité conserver une certaine épaisseur aux ailes, d'abord pour la solidité, et ensuite pour obvier aux déformations de la trempe. Dans la pratique, on a reconnu qu'on ne pouvait, sans inconvénient, donner à la denture d'un pignon de bas nombre plus de 2/3 de vide, et par conséquent qu'il faut lui laisser 1/3 de plein ou d'épaisseur d'aile.

La conséquence naturelle à en tirer, c'est que la menée commencera d'autant plus près de la ligne des centres que l'aile sera plus mince, la dent plus large, et, par suite, l'ogive plus élevée.

DES FROTTEMENTS RENTRANTS ET SORTANTS.

448. On a admis (**431**) que la menée de l'engrenage a lieu par des attouchements successifs et sans frottement, ce qui n'est pas absolument vrai, puisqu'il est évident (*fig.* 14, *pl.* VII) que la partie *e r* de la dent qui a agi sur la partie *e a* de l'aile du pignon est plus étendue que cette dernière ; il a dû y avoir un peu de glissement ou de *traînée*, autrement *e r* serait égal à *e a* (1).

(1) Le meilleur engrenage, selon les théoriciens, est celui qui est produit par la su-

Ce petit frottement, qu'on ne peut éviter, se fait dans les pignons de 10 et au-dessus entièrement après la ligne des centres, et dans les pignons de 9, 8, 7, 6, partie avant et partie après cette ligne. Le frottement avant la ligne des centres est un frottement *rentrant*, tandis que celui qui se fait après cette ligne est un frottement *sortant* (449, 450).

449. Le frottement sortant n'offre pas d'inconvénient : il est très doux, n'exige que peu de force motrice relativement, et n'occasionne pas la destruction des surfaces en contact lorsqu'elles ont une dureté proportionnée à l'effort qu'elles doivent supporter et lorsqu'elles sont convenablement polies.

450. Il n'en est pas de même du frottement rentrant. Ce frottement, d'une grande rudesse, et qui, par la grande résistance qu'il fait naître, exige une augmentation dans la force motrice, est une cause de prompte destruction pour les surfaces en contact et les pivots, trop fortement repoussés contre les parois de leurs trous.

451. Voici l'explication pratique qui a été donnée des effets produits par les deux espèces de frottements.

Tous les corps, même les mieux polis, restent couverts d'une multitude infinie de petites aspérités, résultant des pores ou vides existants entre les molécules dont ces corps sont composés. Ces aspérités, insensibles au toucher, et cependant visibles au moyen de certains instruments d'optique dans le plus grand nombre des corps, ne peuvent être égalisées parfaitement par suite de l'imperfection de nos moyens de polissage.

Lorsque deux petites surfaces sont pressées l'une contre l'autre,

perposition sans glissement des surfaces en contact. Cette idée, juste en théorie, ne l'est plus dans l'application, ainsi que la preuve en a été acquise par l'emploi de l'engrenage héliçoïde.

Cet engrenage n'ayant pas de frottement, mais agissant par pression, il en résulte que les matières étrangères qui se déposent sur les surfaces en contact ne sont pas chassées de ces surfaces, mais qu'au contraire elles s'y tassent et forment une couche qui, à la longue, finit par produire le collement ou l'adhérence de ces mêmes surfaces.

L'engrenage ordinaire n'est pas sujet à cet inconvénient, et quelque petite que soit l'étendue de son frottement, il suffit longtemps à balayer des points de contact les fines particules de poussière, etc., qui pourraient s'y amasser.

il en résulte une sorte d'*engrènement* des aspérités, et par suite une résistance très grande lorsque l'on fait glisser l'une des surfaces sur l'autre. Si l'on répète ce glissement plusieurs fois de suite, on trouve toujours entre les deux surfaces une espèce de poussière ou de fine limaille, qui doit provenir des aspérités rompues, et qui est l'annonce d'un commencement d'usure ou de destruction.

Cela entendu, soit A et B (*fig.* 16, *pl.* VII) deux dents où les aspérités ont été exagérées à dessein, afin de rendre, pour ainsi dire, visible l'explication donnée. Si la dent A poussait la dent B en l'éloignant de la ligne des centres, c'est-à-dire vers la droite, le mouvement s'accomplirait sans grande résistance; mais il n'en serait pas de même si c'était la dent B qui poussât la dent A vers la ligne des centres, c'est-à-dire vers la gauche : les aspérités buteraient les unes contre les autres; le mouvement ne pourrait avoir lieu qu'à la condition de les rompre toutes, ce qui nécessiterait l'emploi d'une force motrice bien plus considérable que celle qui faisait tourner vers la droite. En outre, et quelle que fût la finesse des aspérités, comme elles se rompraient chaque fois, il se produirait nécessairement une destruction bien plus rapide dans le dernier cas que dans le premier. Il n'est aucune personne qui n'ait eu l'occasion de faire la différence de la force qu'il faut employer lorsqu'on tire un corps après soi, ou bien lorsqu'on le pousse en biais devant soi.

L'effet en question est précisément celui que produit en grand la roue D (*fig.* 17), agissant contre le ressort d'encliquetage H. Elle passera avec facilité en tournant vers la droite, et ne pourra tourner vers la gauche qu'à la condition de voir ses dents se rompre successivement.

452. Les pignons de bas nombres ne pouvant pas produire d'engrenage sans frottement rentrant, il faut, lorsque l'on veut obtenir un engrenage aussi parfait que possible, c'est-à-dire une transmission de force uniforme, etc., n'employer que des pignons de 10 et au-dessus, parce que ces pignons ne sont menés que depuis la ligne des centres. Toutefois, s'il faut absolument rejeter des ouvrages soignés et très précis dans leurs effets les pignons

BIBLIOTHÈQUE IMPÉR.

de bas nombres, on peut les admettre dans les productions du commerce. Là, si ces pignons sont faits selon les règles qu'on trouvera plus loin, et s'ils sont bien trempés et parfaitement polis, on en obtient un très bon service ; mais il faut se souvenir que le pignon de 8 vaut mieux que celui de 7, et celui de 7 mieux que celui de 6.

DU JEU.

453. Dans l'engrenage mathématique, les dents et les ailes qui engrènent n'ont aucun jeu entre elles. Les mathématiciens, calculant rigoureusement les dimensions et les effets de l'engrenage, supposent l'exécution aussi précise que le calcul, ce qui, comme on le sent bien, ne peut pas être. D'ailleurs, le travail continuel de la matière par les variations de chaleur, l'imperfection de nos moyens d'exécution, qui ne permet pas d'obtenir une précision absolue quant à la division de la matière, le frottement de la dent devant et derrière, s'opposeraient invinciblement à la marche d'un engrenage sans jeu.

Avec les proportions des dentures qu'on trouvera plus loin, le jeu est suffisant quand l'exécution est *fidèle*, ainsi qu'on dit en terme de métier ; car on conçoit que la quantité de ce jeu doit être proportionnelle aux inégalités de la division. En somme, ce n'est que par la pratique et l'examen raisonné des bons modèles que cette quantité peut être déterminée sûrement.

Observation extraite de l'ouvrage de Camus.

454. « Comme on ne peut pas espérer de former les dentures avec toute l'égalité et la précision qui sont nécessaires pour que les circonférences primitives de la roue et du pignon tournent toujours avec la même vitesse, et que l'inégalité et les autres défauts de la denture seraient cause que quelques dents ne conduiraient pas aussi loin qu'il le faudrait après la ligne des centres, les ailes qu'elles doivent pousser, et qu'il en pourrait résulter des arcboutements, etc., les artistes préviendront cet inconvénient en

faisant le diamètre primitif *du mobile qui conduit* un peu plus grand qu'il ne doit être relativement au *mobile qui est conduit.*

455. « Au moyen de cet agrandissement du diamètre de la roue, qui doit être proportionné aux défauts que l'on peut craindre dans la denture, la dent qui suit celle qui pousse l'aile après la ligne des centres prend un peu plus tard celle qui suit, et lorsque la dent précédente a poussé l'aile après la ligne des centres aussi loin qu'elle peut le faire uniformément, la roue prend un peu plus de vitesse qu'elle n'en communique au pignon, ce qui est un défaut; mais ce défaut, dans lequel on tombe volontairement, est moins à craindre que les arcboutements auxquels on serait exposé si on voulait l'éviter. »

CHAPITRE PREMIER.

DESSINER UN ENGRENAGE.

456. Il est aisé maintenant, et avec le secours des données théoriques et pratiques contenues dans l'introduction, de trouver les justes proportions d'un engrenage et d'en tracer la figure.

Nous ne saurions trop engager, surtout les jeunes gens, à s'exercer au dessin correct des engrenages et des échappements; il est peu de moyens plus efficaces pour en bien faire comprendre et les fonctions et les principes.

Préalablement, il faut mesurer la distance des centres sur le calibre de la montre et choisir d'avance les nombres que l'on veut appliquer à la division de chaque denture, nombres qui doivent être en rapport avec la quantité de révolutions du pignon pour une révolution de la roue.

Supposons que l'on veuille huit tours de pignon pour un tour de roue, la roue doit avoir alors huit fois plus de dents que le pignon n'a d'ailes; — 48 dents pour un pignon de 6 ailes; —

64 dents pour un pignon de 8; — 80 dents pour un pignon de 10, et ainsi de suite.

Les nombres choisis étant 6 et 48, et la distance des centres étant de 15 millimètres, on trace sur un papier à dessin, fort et bien tendu, une ligne droite AB (*fig.* 18, *pl.* VII), sur laquelle on marque les deux centres A et B, distants entre eux de 15 centimètres. (Le dessin étant alors amplifié par 10, il suffira d'en réduire les dimensions au 10^{me} pour obtenir les proportions vraies de l'engrenage. Il vaudrait mieux encore amplifier par 20, 30, etc.).

Ainsi qu'il a été enseigné art. **438**, on établit la proportion 48 + 6 : 15 :: 48 : x, ce qui est la même chose que 54 : 15 :: 48 : x. $\frac{15\times48}{54} = \frac{720}{54} = 13{,}33$ ou la valeur de x.

Le rayon primitif de la roue doit donc avoir de longueur, dans le cas qui nous occupe, 13 centimètres plus 33 centièmes de centimètre, et ce nombre étant retranché de 15 centimètres ou de la distance des centres, il reste pour le rayon primitif du pignon 1 centimètre plus 67 centièmes.

Avec une ouverture de compas légèrement plus grande que 13 c. 33 (**454, 455**), soit 13 1/2 (13, 50), et du centre A, on décrit l'arc de cercle *c a f*; puis, du centre B, l'autre arc de cercle *b a e*, effleurant le premier à la ligne des centres.

Ces deux cercles sont les cercles primitifs de la roue et du pignon.

Le pignon ayant 6 ailes et nécessairement autant de vides, une aile et un vide adjacent doivent occuper sur le cercle primitif le sixième des 360° de la circonférence, c'est-à-dire 60 degrés; et, ainsi qu'on le verra en son lieu, le pignon de 6 devant avoir 2/3 de *vide* pour 1/3 de *plein* seulement, l'épaisseur de l'aile occupera 20°. Comme cette aile doit être touchée 10° avant la ligne des centres, on tire la ligne B*a*, faisant un angle de 10° avec la ligne des centres BA; on tire la ligne B*n*, formant avec B*a* un angle de 20°, c'est-à-dire une épaisseur d'aile.

De chaque côté de cette aile, les deux angles *b*B*a*, *n*B*e*, de

40° chacun, donneront la largeur des vides; puis on trace les côtés des deux ailes H et L, etc.

L'excédant du pignon devant être un demi-cercle, du milieu des petits arcs du cercle primitif interceptés entre les flancs des ailes on décrit les excédants ou *arrondis*.

La profondeur des vides ne peut pas encore être déterminée, parce qu'elle est subordonnée à la hauteur des ogives de la roue, quantité encore inconnue.

Le point *a* sur l'aile M étant le premier point de contact, la ligne *a*A, menée de ce point au centre de la roue, tracera le flanc d'une dent.

Cette roue ayant 48 dents, une dent et le vide adjacent (*a d*) occuperont la 48ᵐᵉ partie de la circonférence, c'est-à-dire $\frac{360}{48}$ ou 7° 1/2. Les arcs *c a*, *a d*, *d f*, étant tracés et embrassant 7° 1/2 chacun, on divise ces arcs par leurs milieux *p*, *r*, *s*, si l'on veut le vide égal au plein, et avec une règle effleurant successivement les points *c*, *p*, *a*, *r*, *d*, *s*, *f*, et en même temps que chacun de ces points celui du centre A, on trace les flancs des dents de la roue.

Il reste à garnir cette roue de ses excédants.

A part, et sur un carton (*fig.* 19), on trace le diamètre primitif de la roue AB. A l'extrémité d'un rayon CA, on forme l'épicycloïde convenable ADE (voir l'appendice); puis on découpe ce carton suivant CADE, et on l'applique sur la figure 18 en faisant coïncider la ligne AC du modèle avec la ligne *p*A de la figure 18, et l'arc AB du carton avec le cercle primitif de la roue : on trace un côté de l'ogive, et il suffit de renverser le modèle pour former l'autre côté par la même méthode (1).

(1) Le dessin étant supposé fait avec toute l'exactitude possible, surtout dans la mesure des degrés, on peut utiliser les renseignements suivants et comme moyens de vérification.

Si la dent *r d* effleure de sa pointe le flanc *e k*, la hauteur de l'excédant est la bonne; mais si la pointe *e* est un peu éloignée du flanc de l'aile *k e*, les ogives sont trop courtes et le contact commence bien avant le point *a*.

Si la pointe de la dent *r d* anticipe sur le flanc de l'aile, c'est que les ogives sont trop longues.

En menant une perpendiculaire *j k* sur le flanc *k e* et passant par le point où la ligne des centres croise les cercles primitifs (444), on peut considérer (pignons au-dessous

Du centre de la roue, on décrit le cercle pointillé qui passe par les pointes des ogives (X, Z, *fig.* 18). Ce cercle, en déterminant la pénétration des dents vers le centre du pignon, sert à établir la profondeur des vides de ce pignon. Le cercle décrit du centre du pignon et passant par l'extrémité des ailes (P, V, K) sert à déterminer la profondeur des vides de la roue. On a compris qu'un suffisant *jour* de sûreté doit exister entre les fonds des vides et les extrémités des excédants.

L'engrenage est ainsi complétement dessiné, et si l'opération a été faite avec assez de soin, il suffit d'en relever les dimensions exactes (diamètres primitifs, diamètres vrais, épaisseur d'aile, hauteur des ogives, etc.) ou de les réduire à l'aide du compas de proportion et du calcul, pour pouvoir établir sur les données du dessin un excellent engrenage.

Observations diverses.

457. Le dessin s'exécute d'abord, et ainsi qu'on a fait pour les échappements, au crayon finement taillé, afin de permettre les rectifications. Il est bien entendu qu'on ne passe à l'encre de Chine que les lignes qui doivent rester.

Au centre de la roue et du pignon, on a préalablement fixé à la colle à bouche une petite plaque de matière dure, de la nacre, par exemple, et sur laquelle le centre est pointé, afin d'éviter que ce centre ne soit élargi ou jeté de côté par la pointe du compas. On peut employer, ainsi que le font les dessinateurs, des centres métalliques qui se fixent sur le papier par trois pointes très fines.

La hauteur de l'excédant (chapitre III) ou la ligne *cedf* (*fig.* 1, *pl.* VIII) étant connue, et les flancs droits des dents étant tracés, ainsi que les milieux de ces dents, les dessinateurs ont l'habitude de remplacer l'épicycloïde par un arc de cercle embrassant deux dents des pignons au-dessous de 10, et trois dents aux pignons de 10 à 18.

de 10) la distance entre *k* et la pointe de la dent comme sensiblement égale à la distance entre le point *a* et la ligne des centres. Avec pignon de 10, la pointe de l'ogive tombe en *k*, et avec pignon de 12, un peu au-dessus.

Voici comment ils opèrent :

Les flancs droits étant tracés, ainsi que le milieu des dents *cg*, *eh*, *di*, *fj* (*fig.* 1, *pl.* VIII), on cherche avec quelle grandeur de rayon on peut décrire, d'un centre trouvé, un arc de cercle passant par les points d'intersection, *c*, *e*, par exemple, et tombant très légèrement en dehors des flancs *n*, *r*. On raccorde à la main la courbe avec le flanc. La courbe ainsi obtenue ne diffère presque pas de l'épicycloïde.

Dans les mobiles nombrés, où l'on supprime une portion de l'excédant, il faut indiquer cette suppression (*fig.* 12, *pl.* VIII. — 444), parce qu'en permettant de faire les vides moins profonds elle procure des dentures plus courtes et par conséquent plus solides.

Le tracé d'un engrenage peut servir pour tous les engrenages, grands ou petits, établis sur les mêmes nombres. Ainsi, si la distance des centres, au lieu d'être de 15 est de 30, il suffit de doubler les dimensions; et réciproquement, de les réduire de moitié si cette distance est de 7 1/2, etc. Ces diverses opérations se font avec assez de facilité, comme on le verra en son lieu.

458. Nous venons de donner les règles générales qu'on peut suivre pour tracer le dessin d'un engrenage; mais nous devons prévenir que cette opération devient plus facile encore au moyen des renseignements, proportions données, etc., du chapitre III.

Nous dirons ici, pour les horlogers, malheureusement encore trop nombreux, qui regardent comme une chose inutile un tracé d'engrenage en grand, et qui se retranchent sous le prétexte de l'impossibilité de la réduction exacte des proportions et de l'application des principes à un engrenage de montre, que ceux qui raisonnent ainsi se trompent grandement. La réduction en question se fait avec facilité au moyen du calcul et de bons outils à graduer, etc., dont on trouvera la description dans l'appendice. Quant à l'application des principes en petit, elle exige de grands soins, mais ne présente pas de difficultés, la pratique offrant à l'horloger des moyens suffisants pour satisfaire à toutes les exigences de l'horlogerie marine, et conséquemment de l'horlogerie civile, dont les besoins sont moindres.

Autre méthode pour trouver les longueurs proportionnelles des rayons primitifs.

459. La distance des centres étant connue, au lieu d'employer, pour trouver la longueur de chaque rayon primitif, une proportion, comme on a fait précédemment (**438—456**), on peut diviser simplement cette distance des centres *en autant de parties plus une* que le nombre du pignon est contenu de fois dans le nombre de la roue. Cette division faite, on prend une des parties pour le rayon du pignon, et l'on compose le rayon de la roue de la réunion des parties restantes.

Reprenons l'exemple de l'art. **456**.

Le nombre de la roue étant 48 et celui du pignon 6, ce dernier nombre est contenu 8 fois dans l'autre : c'est donc par 9 (8 + 1) que la distance des centres (15 millimètres) doit être divisée. Multipliant 15 par 10, pour réduire en dixièmes, ce qui donne 150 dixièmes de millimètre (même chose que 15 millimètres), et divisant 150 par 9, on obtient pour quotient 1 millimètre et 67 centièmes, ou très peu près, ce qui est le rayon du pignon.

La différence du résultat de cette opération et du résultat de l'opération de l'art. **456** n'est pas d'un demi-centième de millimètre, différence insignifiante, et qui pourrait encore être réduite en employant un plus grand nombre de chiffres décimaux, c'est-à-dire en réduisant les 15 millimètres en centièmes (1500/100^{mes}).

CHAPITRE II.

DÉTAILS GÉNÉRAUX ET SURTOUT PRATIQUES.

Méthode pratique pour reconnaître si la menée est uniforme.

460. Ceux qui auraient quelque difficulté à se rendre compte des causes de l'inégalité de la menée ont un moyen pratique de

s'assurer de la vérité des conclusions de la science. On met au compas un engrenage dont les formes des dentures s'éloignent le plus possible de celles des figures, et où le pignon se trouve trop gros ou trop petit. Après avoir placé sur les deux broches du compas deux rondelles de laiton, graduées finement et exactement au bord (*fig.* 7, *pl.* III), on arme l'axe du pignon et celui de la roue chacun d'une aiguille dont la pointe aille aboutir près des demi-cercles gradués.

Les pièces ainsi disposées, on cherche attentivement à la loupe le point précis où une dent entre en prise avec une aile. Ayant noté à quels degrés les pointes des aiguilles se trouvent alors arrêtées, on fait parcourir à la roue environ 1/4 de sa menée sur une aile, et l'on note les degrés indiqués alors par les deux aiguilles. On remet en marche de nouveau, en faisant seulement décrire à la roue une quantité de degrés égale à la première quantité qu'elle a parcourue, et l'on note les degrés parcourus dans le même temps par l'aiguille du pignon, et ainsi de suite jusqu'à la fin de la menée de l'aile par la dent. Chacune des portions de menée est différente sur le demi-cercle gradué du pignon, tandis qu'elles sont égales sur celui de la roue; et dans le cas où l'on fait parcourir des parties égales au pignon, celles décrites par la roue cessent d'être semblables, ce qui prouve, par l'évidence, que chaque mobile marche d'un mouvement tantôt plus lent et tantôt plus accéléré, et que l'engrenage doit avoir des glissements, des précipitations, etc.

Plus les roues et leurs pignons approchent des vraies proportions, et plus l'engrenage est doux, coulant, et se fait *avec uniformité dans la menée.* Cette uniformité est ainsi un des meilleurs moyens de vérification que la pratique mette à notre disposition.

De la menée avant le centre aux pignons de bas nombre.

461. Quelques artistes, frappés des inconvénients qui résultent de la menée avant la ligne des centres, ont imaginé une prétendue méthode pour faire toujours commencer la menée à cette

ligne. Bon nombre d'horlogers, ou soi-disant tels, disent encore, fort sérieusement, que la règle unique des engrenages est de les faire *prendre au centre*. Outre l'impossibilité absolue de faire commencer la menée à la ligne des centres avec certains pignons, ainsi qu'on l'a vu (**446**), pour éviter un défaut on tombe dans un plus grand. En effet, pour obtenir que la menée commençât plus près de la ligne des centres que ne le veut la théorie pour les pignons de bas nombre, il faudrait faire très minces les ailes du pignon, tenir ce dernier trop petit, allonger les dents de la roue au-delà du principe, et exagérer la pénétration de l'engrenage. A ces conditions, la menée commencerait plus près de la ligne ; mais, cette menée n'étant plus uniforme, les mobiles auraient des instants de vitesses différentes; en outre, les accotements seraient plus à craindre, et il y aurait des chutes avec glissements, surtout à la fin de la menée. Il est clair que tous ces défauts réunis rendraient l'engrenage bien plus mauvais que ne pourrait faire un peu de frottement rentrant.

Il convient de s'en tenir aux proportions données par le chapitre suivant.

De la chute et des accotements.

462. Lorsqu'une dent pousse avec son extrémité une aile de pignon, il arrive que cette pointe de dent glisse rapidement sur le flanc de l'aile, et que la dent suivante tombe par un petit saut brusque (la chute) sur l'aile correspondante du pignon.

On désigne en général sous le nom d'accotement le frottement défectueux de la portion courbe *o a* (*fig.* 2, *pl.* VIII) contre F, ou de *e* contre *d i*, ou de *e n* contre F pendant l'action de la rentrée, ou bien encore le frottement d'une pointe de dent au fond d'un vide. Quelques artistes et auteurs donnent aussi ce nom au frottement rentrant; selon eux, le mot accotement désignerait ainsi l'ensemble des frottements ayant lieu avant le passage de la ligne des centres (sauf les arcboutements). Cette définition n'est pas juste; car l'accotement est un frottement défectueux qu'on doit et peut toujours corriger, et l'on sait que le frottement

rentrant n'est pas toujours dans ce cas. Nous réunirons sous le nom d'accotements : 1° le frottement du revers d'une dent à la rentrée ; 2° l'attouchement d'une pointe de dent au fond d'un vide; 3° tout frottement rentrant exagéré, c'est-à-dire se faisant plus loin de la ligne des centres que ne le demande le principe : tous défauts qui ne doivent pas subsister dans un engrenage.

463. Avec un pignon trop petit (de diamètre primitif), on a de la chute.

Cet effet est facile à expliquer : si le pignon est trop petit, l'arc comprenant un vide et un plein au pignon est plus court que l'arc correspondant de la roue, et il en résulte que lorsque la dent conductrice H (*fig.* 3, *pl.* VIII) ne pousse plus l'aile que par la pointe de l'ogive la dent suivante B est éloignée de l'aile qui lui correspond d'une quantité $a\,n$, à peu près égale à la différence des deux arcs $a\,O$, $m\,n$. Dans cette position, le pignon cesse presque de tourner, tandis que la pointe de la dent H, glissant sur le bord du flanc et lui échappant à la naissance de l'arrondi, fait prendre à la roue un mouvement accéléré qui cesse brusquement par la rencontre ou l'*entrée en prise* de la dent B et de l'aile A. La secousse donnée par la chute est d'autant plus forte que le pignon est plus petit et que les mobiles vont plus vite.

On voit que pour amortir le plus grand effort de la chute il suffirait d'allonger un peu le flanc droit OK (*fig.* 3, *pl.* VIII), parce qu'alors la dent H n'abandonnant l'aile OK que lorsque la menée aurait commencé sur d'autres dents, le choc serait amorti ou même supprimé. Remarquons toutefois que, quoiqu'un pignon soit de la grosseur convenable, la menée se termine toujours par glissements quand les ogives ne sont pas *suffisamment allongées*.

464. Avec un pignon trop gros (de diamètre primitif), un vide et le plein adjacent sur la roue occupent moins d'étendue que sur le pignon. Les vitesses étant différentes, l'entrée en prise d'une dent avec une aile a lieu d'autant plus loin en avant de la ligne des centres que le pignon est plus gros, ce qui est cause que cette entrée en prise se fait par des accotements, et même, si la grosseur du pignon est exagérée, l'accotement dégénère en arcbou-

tement par suite de la butée des extrémités des dents contre celles des ailes.

465. L'arcboutement suspend complétement la marche d'un engrenage.

Les accotements absorbent inutilement une grande partie de la force motrice, occasionnent la destruction rapide des surfaces frottantes, et parfois même l'arrêt de la machine.

Les chutes sont cause aussi d'une perte de force et d'une usure assez prompte, mais à un degré moindre que dans les cas ci-dessus, et elles ne sont pas une cause d'arrêt : d'où nous conclurons, pour les rhabilleurs, que dans un engrenage, à conditions égales, les chutes sont moins nuisibles que les accotements.

Quelques soins que l'on apporte dans l'application des règles de la théorie à la construction d'un engrenage, l'imperfection des instruments, les inconvénients de la trempe et du polissage des pignons, qui altèrent les formes, sont cause qu'il y a toujours quelques inégalités dans les dentures; et qu'ainsi, chaque fois qu'une portion de roue, comprenant un vide et un plein, en rencontre une un peu plus grande du pignon, il en résulte un arcboutement ou des accotements, et de la chute quand la partie la plus courte est celle du pignon.

On a vu un peu plus haut que la chute (modérée) est moins nuisible que les arcboutements et que les accotements; en conséquence, il faut donner à la roue un peu plus de grandeur que celle théorique : le pignon tenant alors *du petit*, l'engrenage roulera avec une plus grande facilité, mais avec un peu de chute (**455**).

Il faut user de ce moyen avec beaucoup de circonspection; car il ne peut pas y avoir de règle qui fixe la limite de cet agrandissement du mobile menant, parce qu'il est essentiellement dépendant des inégalités de division, et par conséquent du plus ou moins de justesse des machines à fendre, à arrondir, etc.

466. Si l'on a bien compris les raisonnements précédents, on voit qu'un pignon n'est *trop gros* ou *trop petit* que parce que son diamètre primitif est *trop grand* ou *trop court*. On peut donc obtenir un meilleur engrenage d'un pignon trop petit en limant

l'aile, suivant une ligne comme B *o* (*fig.* 4, *pl.* VIII), ce qui rend le diamètre primitif plus grand.

Il est bien entendu que ce moyen est à l'usage des rhabilleurs, et pour les cas obligés, mais non applicable à la belle horlogerie.

Si le pignon est trop gros, on fait descendre l'arrondi un peu plus bas et en lui donnant la forme *a m* B *n d* (*fig.* 5, *pl.* VIII).

Le diamètre total d'un pignon est, comme on voit, à peu près de grandeur arbitraire, puisqu'il peut être un peu plus grand ou un peu plus petit à volonté, pourvu, toutefois, que la courbe de son excédant ait une forme convenable et qu'elle se termine au point précis où doit commencer le flanc droit, c'est-à-dire le diamètre primitif.

Avantages qu'offre l'emploi des roues et des pignons très nombrés.

467. Il convient dans les ouvrages de précision de ne pas employer des pignons ayant moins de 10 ailes, puisque c'est seulement à partir de ce nombre, et au-dessus, qu'on peut obtenir une menée uniforme sans frottements rentrants.

Plus une roue ou un pignon est nombré, et moins il y a de différence entre le diamètre total et le diamètre primitif, parce que les dents étant plus étroites l'excédant est moins élevé.

Plus le pignon est nombré, et plus la *menée* est courte sur chaque aile. L'étendue de cette menée est de 60° pour le pignon de 6, de 45° pour le pignon de 8, de 36° pour le pignon de 10, de 30° pour le pignon de 12, et ainsi de suite.

On voit qu'en employant des mobiles de plus en plus nombrés la menée, n'utilisant qu'une portion de plus en plus réduite de la courbe de l'excédant, devient de plus en plus courte, et qu'elle arrive presque à n'être qu'un simple attouchement. On conçoit combien alors sont peu sensibles et les frottements et même les défauts d'une ogive mal conformée.

Comme il n'est guère possible de donner dans la pratique une forme rigoureusement exacte aux dentures des montres, on obtient les meilleurs engrenages en *nombrant* le plus possible les mobiles.

La première montre marine qui donna des résultats satisfaisants en Angleterre, et qui fut créée par le célèbre Harisson, avait des mobiles très nombrés.

468. Il y a des limites à la règle que nous venons de poser; car plus les nombres sont élevés, moins il y a de *jour* de sûreté entre la dent qui fait son entrée dans un vide du pignon et le revers de l'aile, et plus l'engrenage demande de justesse dans l'exécution. Tout horloger fera bien de prendre en note cette dernière remarque, et de se souvenir qu'avec les pignons de hauts nombres la moindre imperfection des dentures peut dégénérer en accotements.

Voici l'explication de ce fait.

1° Plus le premier point de contact de l'engrenage est placé près de la ligne des centres, et plus il y a rapprochement entre la dent A et l'aile B au moment de ce contact (*fig.* 6, *pl.* VIII).

2° Quand on remplace un pignon peu nombré par un qui l'est davantage, la circonférence totale de ce dernier se trouve en dehors de celle du premier, comme $x\,a\,z$, et en dehors de $m\,a\,n$ (*fig.* 6). L'extrémité de l'aile se rapproche ainsi de plus en plus de la dent A.

3° Dans les engrenages dont la menée ne commence qu'à la ligne des centres, plus le pignon est nombré plus les dents de la roue sont étroites, et par conséquent elles n'utilisent que la naissance de l'épicycloïde. Il en résulte nécessairement que l'aile du pignon qui opère son entrée dans un vide de la roue correspond à une courbure de dents de moins en moins prononcée.

Imperfections des moyens employés pour déterminer la grosseur des pignons.

469. Dans la pratique ordinaire de l'horlogerie, on prend pour la mesure du diamètre total d'un pignon une ouverture de calibre-à-pignon, embrassant sur le contour de la roue autant de pleins et de vides réunis qu'en contient le tiers de ceux du pignon.

Ainsi, pour un pignon de 6, les six ailes et les six vides donnent 12, dont le tiers est 4. L'ouverture du calibre doit donc embrasser 2 vides et 2 pleins, quantité qui correspond exactement

à la mesure usitée de *trois dents sur les pointes*, puisqu'alors sont compris entre les becs du calibre : deux vides, une dent pleine, plus deux demi-dents, ou au total deux dents et deux vides.

470. Voici sur quelle base les créateurs de cette méthode l'ont appuyée :

« L'arc de cercle qui comprend un vide et un plein sur la circonférence primitive de la roue est égal à l'arc de cercle qui comprend un vide et un plein sur la circonférence primitive du pignon ; et comme tout diamètre est le tiers de sa circonférence, si l'on mesure sur le contour de la roue une étendue égale au tiers du nombre des pleins et des vides du pignon, on aura le diamètre de ce dernier. »

471. Cette méthode est inexacte. En effet :

1° Un diamètre n'est pas rigoureusement le tiers de sa circonférence ; 2° par la nature du moyen employé on obtient non la longueur d'un arc, mais seulement la mesure de la corde qui joint ses deux extrémités ; d'ailleurs, en supposant les cordes égales, les arcs ne le seraient pas, puisque ceux du pignon sont plus cintrés que ceux de la roue ; 3° le rapport entre les deux diamètres primitifs n'est pas le même que le rapport entre les deux diamètres totaux, et c'est tantôt sur le cercle primitif de la roue, tantôt sur l'autre, que la mesure est prise ; 4° la grandeur d'un diamètre total varie selon le plus ou moins de largeur laissée aux dents ou aux ailes, puisque la hauteur de l'excédant augmente comme cette largeur, tandis que la grandeur des cercles primitifs ne change pas, etc.

Ces différentes remarques conduisent à cette conclusion : que la mesure pratique donne un pignon de 6 trop petit, et que, pour parer aux inconvénients qui pourraient en naître, il faut arrondir l'aile un peu moins que le demi-cercle. Le point précis où doit descendre cet arrondi est ainsi indéterminé, et la solution de cette grave difficulté est laissée à l'arbitraire, c'est-à-dire au plus ou moins de savoir et d'intelligence de l'ouvrier (1).

(1) Les mesures pratiques ne donnant que le diamètre total, il s'ensuit que si trois pignons sont destinés à la même roue et que l'un ait l'aile très *maigre*, l'autre l'aile

Quelques-unes des mesures pratiques en usage se rapprochent un peu plus que celle du pignon de 6 de la vraie grandeur totale, sans toutefois la donner avec exactitude; et nous ferons observer que les auteurs varient entre eux, et qu'ils n'ont pas toujours la même mesure pour le même pignon.

Grosseur des pignons (méthode courante).

472. Sous le bénéfice des observations qui précèdent, nous donnons le tableau des mesures pratiques. Elles garantissent des arrêts majeurs : c'est tout ce qu'on peut, avec quelque raison, espérer des rhabilleurs, trop mal rétribués pour qu'on ait le droit de leur demander de faire plus et mieux; mais nous devons les avertir ici que les deux chapitres suivants leur fourniront amplement les moyens de trouver la vraie grosseur, c'est-à-dire celle qui procure le meilleur engrenage.

473. L'ouverture des becs du calibre doit embrasser pour donner approximativement le diamètre d'un pignon :

De 16 ailes, six dents pleines, c'est-à-dire mesurées sur les flancs extérieurs.
De 15 — un peu moins de six dents pleines, ou un peu plus de cinq dents et la pointe de la sixième.
De 14 — six dents sur les pointes.
De 12 — cinq dents sur les pointes (ou plutôt 4 1/2 dents).
Pour une roue de pendule, cinq dents pleines.
De 10 — quatre dents pleines.
Pour la pendule, quatre dents *carrées*.
De 9 — un peu moins de quatre dents pleines ou trois dents pleines et la pointe de la quatrième.

épaisse, le troisième l'aile en *grain d'orge*, ils auront néanmoins la même grosseur totale; mais les diamètres primitifs restant différents, l'*arrondi* descendra plus bas à l'un des pignons qu'à l'autre; l'aile épaisse sera touchée plus loin du centre que l'aile maigre, etc. En somme, la conséquence inévitable est celle-ci : Si l'un des pignons produit un bon engrenage, ceux obtenus des deux autres pignons seront très mauvais, et quoiqu'ils soient tous les trois conformés selon la prétendue règle (**466**).

De 8 ailes, quatre dents sur les pointes moins 1/4 de vide.
Pour les pendules, quatre dents sur les pointes.
De 7 — un peu moins de trois dents pleines.
Pour pendule, trois dents pleines plus 1/4 de vide.
De 6 — trois dents sur les pointes.
Pour la pendule, trois dents pleines.

474. Jurgensen, à la suite de ce tableau, emprunté en grande partie de Berthoud, ajoute : « Quand les pignons mènent les roues, ils doivent avoir un diamètre un peu plus grand. » Cette recommandation incomplète ne sert qu'à induire journellement en erreur le trop grand nombre d'horlogers qui la prennent à la lettre. On verra au chapitre V en quoi la grosseur du pignon *menant* diffère de celle du pignon *mené*.

475. Tout en donnant le tableau des grosseurs des pignons, Berthoud avait tellement conscience lui-même de l'insuffisance de cette méthode qu'il ajoute : Qu'avant de tremper le pignon, il faut essayer l'engrenage sur le compas, afin de bien fixer la grosseur de ce pignon et de donner aux ailes la courbure la plus favorable ; ce qui ne signifie autre chose sinon qu'il n'arrivait que par tâtonnement à fixer la grandeur du diamètre primitif.

D'où provient la différence des mesures données pour la grosseur des pignons de montre et de pendule.

476. La recommandation des auteurs de tenir les pignons de la pendule un peu plus gros que ceux de la montre a accrédité le préjugé que la théorie admet des principes différents de la montre à la pendule, et que, par conséquent, il y a de l'arbitraire et de l'incertitude dans les règles de cette théorie.

Les pignons des montres, pendules, horloges, etc., doivent tous être établis *sur le principe invariable de la proportion des diamètres primitifs aux nombres des dentures*, et les autres dimensions telles que l'épaisseur des ailes, la hauteur des excédants, etc., d'après des règles précises dont on a déjà pris en partie connaissance, et qui seront complétées plus loin.

477. Voici l'origine de la différence en question, différence dont Berthoud a donné quelque part une explication erronée :

1° Plus une roue est nombrée et moins il y a de différence entre son diamètre total et son diamètre primitif, puisque l'excédant est d'autant moins élevé que la dent est plus étroite.

2° Si l'on suppose qu'un vide et deux demi-pleins réunis occupent la même étendue sur les circonférences primitives de deux roues, dont les centres se trouvent en D et en G (*fig.* 7, *pl.* VIII), on voit que si les pointes des ogives de la grande roue sont placées en *a* et en *b*, les pointes des ogives de la petite roue occuperont les points *s* et *c*, c'est-à-dire un espace plus grand. En un mot, l'arc de cercle intercepté entre les arêtes des ogives devient de plus en plus petit (ou se rapproche en longueur de plus en plus de la portion du cercle primitif *o n*) à mesure qu'on agrandit le diamètre de la roue.

On conçoit, à la seule lecture de ces deux observations, que les diamètres des pignons ayant été d'abord combinés d'après des roues de montres peu nombrées et de médiocre étendue, lorsque l'on a cherché à appliquer les mêmes mesures sur les dentures des roues de pendules, roues plus grandes et plus nombrées que celles des montres, il a dû nécessairement en résulter un pignon trop petit, et la différence a été trouvée d'autant plus grande que la mesure était prise plus près de la circonférence totale, c'est-à-dire sur les pointes des dents.

CHAPITRE III.

DIMENSIONS PROPORTIONNELLES DES DENTURES DES ROUES ET DES PIGNONS.

Observations préliminaires.

478. A l'époque où Camus publia son *Traité des engrenages*, on n'employait guère que des échappements à recul très carac-

térisé. Avec les pignons peu nombrés, la menée se prolonge d'autant plus loin après la ligne des centres que cette menée commence plus près de cette ligne, et il en résulte que, vers la fin de cette menée, les pointes d'ogives, agissant de plus en plus perpendiculairement au flanc de l'aile, la dent oppose une grande résistance au recul du pignon : ce qui produit la prompte destruction des surfaces frottantes.

479. Les modèles d'engrenages calculés et dessinés par Camus, pour les pignons de bas nombres, faisaient commencer la menée, et pour les motifs exprimés ci-dessus, assez en avant de la ligne des centres ; mais du jour où les échappements à recul ont été remplacés par les échappements à repos, il n'a plus été nécessaire de faciliter un recul qui n'existait plus, du moins au même degré, tandis qu'il devenait important de diminuer le frottement rentrant.

480. Pour faire sortir de l'état de repos un corps quelconque et le faire entrer en mouvement, il faut employer une force bien plus considérable que celle qui est nécessaire à l'entretien de ce mouvement. Les personnes qui n'ont pas étudié les lois de *l'inertie* des corps peuvent très bien se rendre compte de la vérité de cette assertion, en comparant la différence des efforts qu'il faut faire pour mettre une voiture en marche ou pour la traîner lorsqu'elle est en mouvement.

481. Cela entendu et en remarquant qu'avec l'échappement à grand recul le rouage est dans un mouvement perpétuel, et sensible jusqu'à la roue de centre, tandis qu'avec un échappement à repos les fonctions de ce même rouage se font par des alternatives de repos et de mouvement, on s'aperçoit bien vite que la force motrice a une plus grande résistance à surmonter après chaque repos ; et si cette résistance est compliquée encore par une plus forte adhérence des surfaces et par plusieurs frottements rentrants, une grande partie de la puissance du moteur est paralysée.

482. Pour diminuer l'étendue et la puissance du frottement rentrant dans les pignons de bas nombres, il faut rapprocher de la ligne des centres le point où commence la menée : ce que l'on obtient en amincissant l'aile et en élevant la hauteur de l'ogive ;

mais alors l'extrémité de l'ogive se trouvant un peu au-dessus du point où atteint l'épicycloïde, la fin de la menée n'est plus tout-à-fait uniforme, petit inconvénient qui est compensé ici par l'avantage (essentiel pour échappement à repos) de faire commencer la menée aussi près de la ligne des centres qu'il est possible de le faire sans qu'il en résulte d'inconvénient (**461**).

483. Ce qui précède est admis dans la supposition que la denture de la roue est divisée autant *pleine* que *vide*, c'est-à-dire que la largeur d'une dent égale la largeur d'un vide entre deuxdents. On conçoit très bien que plus une dent est large et plus son excédant est élevé, puisqu'il emploie de chaque côté une portion plus haute de l'épicycloïde ; mais comme la largeur de la dent doit dépasser de très peu la largeur du vide (s'il en est autrement on tombe dans le défaut des dents trop épaisses, et par suite dans la nécessité d'éloigner un peu les centres), la pluralité des artistes, depuis une vingtaine d'années au moins, ont adopté, comme le terme moyen le plus convenable, l'égalité de largeur du *vide* et du *plein*.

Nous verrons dans les articles qui suivent quels sont les cas où l'on peut apporter des modifications à cette règle générale.

Proportions des pignons à frottement rentrant.

484. Dans les pignons de bas nombres et jusqu'à celui de 9 ailes inclusivement, la pratique générale est de donner au vide deux fois la largeur de l'aile, ou, en d'autres termes, *deux tiers de vide* pour *un tiers de plein*. Cette proportion est adoptée depuis vingt ans et plus par les habiles praticiens, comme la limite d'amincissement permise pour conserver aux ailes de ces pignons une suffisante solidité.

Les pignons de 7 et de 9 ailes de M. Moinet ne sont pas conformes à ces données pratiques, nous les y ramènerons par la raison que si la différence fractionnaire de M. Moinet est perceptible en grand sur le dessin, elle ne l'est pas en petit, et parce que la division par tiers, étant très appréciable à l'œil aidé de la loupe, facilite la rapidité et l'exactitude de l'exécution.

485. LE PIGNON DE 6 AILES doit avoir 1/3 de *plein* et 2/3 de *vide*, et pour la profondeur de ce vide les 2/3 du rayon total du pignon.

La denture de la roue autant pleine que vide et portant un excédant égal en hauteur à la moitié du rayon primitif du pignon.

Si l'exécution est en rapport avec ces mesures, la menée commence à une demi-épaisseur d'aile de la ligne des centres, c'est-à-dire que lorsque l'aile est touchée par une dent, cette aile, que la ligne des centres partage en deux parties égales, vise par son milieu le centre de la roue, ainsi qu'on le voit fig. 18 (*pl.* VII) (**489**).

486. LE PIGNON DE 7 AILES doit avoir 1/3 de *plein* et 2/3 de *vide*. La profondeur de ce vide doit être entre les trois quarts et la moitié du rayon total, ou les trois cinquièmes de ce rayon.

La denture de la roue autant *pleine* que *vide*, et la hauteur de l'excédant imperceptiblement plus de 2/5es du rayon primitif du pignon.

Avec ces proportions la menée commence sur une aile, quand les deux tiers environ de l'épaisseur de cette aile ont dépassé la ligne des centres (*fig.* 9, *pl.* VIII). On voit qu'ainsi il y aura moins de frottement rentrant qu'avec le pignon de 6 ailes (**489**).

487. LE PIGNON DE 8 AILES doit avoir 1/3 de *plein* et 2/3 de *vide*, et pour la profondeur de ce vide un peu plus de la moitié du rayon total de ce pignon.

La denture de la roue autant *pleine* que *vide*, et la hauteur de l'excédant juste entre les 2/6es et les 2/5es du diamètre primitif du pignon.

La menée sur une aile ne commençant que lorsque les trois quarts environ de l'épaisseur de cette aile ont passé la ligne des centres (*fig.* 10, *pl.* VIII), on voit que le frottement rentrant est moindre encore qu'avec le pignon de 7 ailes (**489**).

488. LE PIGNON DE 9 AILES doit avoir 1/3 de *plein* et 2/3 de *vide*. — Profondeur du vide, la moitié du rayon total du pignon.

La denture de la roue autant *pleine* que *vide*. La hauteur de l'excédant très peu plus que le tiers du rayon total du pignon.

La menée commence très près de la ligne des centres. Nous n'avons pas donné la figure de ce pignon de 9 rarement employé; on pourra facilement la suppléer au besoin par un dessin en grand, et selon qu'il a été enseigné à l'article **456**.

Remarques.

489. Les proportions données ci-dessus sont celles qu'on doit généralement choisir, parce qu'elles ne laissent subsister du frottement rentrant que la quantité qu'il n'est pas possible de supprimer sans donner naissance à des inconvénients plus grands que ceux qu'on veut éviter (**461**); mais, ainsi qu'a dû le faire remarquer l'article **478**, il y a de certains cas où il est préférable d'avoir un peu moins de menée après la ligne des centres. Lorsque ces cas se présentent, ainsi que cela a lieu avec l'échappement à roue de rencontre, par exemple, on conserve les proportions de ci-dessus au pignon, et l'on fait subir à la roue la modification que voici :

La denture étant un peu plus *pleine* que *vide*, on donne à l'excédant la forme épicycloïdale convenable. Il résulte de ce petit changement que l'ogive un peu moins élevée pousse l'aile un peu moins loin, et que la dent suivante est touchée plus tôt, c'est-à-dire que la menée commence en avant de la ligne des centres, d'une quantité doublée presque exactement de celle indiquée en épaisseur d'aile pour chaque espèce de pignon.

Proportions des pignons à frottement sortant.
Pignon de 10 (fig. 11, pl. VIII).

490. Le pignon de 10 est le premier de ceux avec lesquels on peut toujours faire commencer la menée sur la ligne des centres. Mais il faut pour cela que l'aile soit très maigre, c'est-à-dire que ce pignon ait un peu moins de 1/3 de *plein* et un peu plus de 2/3 de *vide*; proportion que M. Moinet estime en degrés, en

comptant 11° pour l'épaisseur de l'aile, et 25° pour la largeur du vide.

La profondeur du vide du pignon est la moitié du rayon total.

L'ogive de la roue doit avoir la forme épicycloïdale, et afin que cette ogive ait une suffisante hauteur, on donne à la denture de la roue plus de *plein* que de *vide*.

La hauteur de l'excédant est alors un peu moins des 2/5es du diamètre primitif du pignon.

Avec ces proportions, la menée est uniforme et se fait entièrement à partir de la ligne des centres, mais on a fort peu d'ébat dans l'engrenage, et la moindre inégalité des dentures peut engendrer un accotement. Dans le dessein d'éviter ce défaut donne-t-on un plus grand ébat à l'engrenage, il mène alors un peu avant le centre, si ce n'est sur toutes les dents, au moins sur les dents inégales; et l'on sait qu'il n'est pas rare du tout d'en rencontrer de telles dans les dentures d'horlogerie. Lorsqu'on a besoin de solidité, comme au centre d'une montre, par exemple, il est avantageux de substituer à ce pignon de 10, nécessairement toujours très maigre d'aile, le pignon de 12, qui, en outre qu'il ne mène pas avant le centre, présente des ailes solides et permet un ébat suffisant pour assurer la rentrée.

491. Lorsque l'on ne craint pas un peu de menée avant le centre, et qu'on veut éviter la trop grande précision de la rentrée et avoir un peu plus de force à l'aile, on peut adopter pour les proportions du pignon 1/3 de plein et 2/3 de vide, et réduire la largeur de la dent; mais il faut toujours lui laisser, pour le moins, autant de plein que de vide (l'excédant est alors un peu plus bas).

Nous ferons observer ici qu'à mesure que s'élèvent les nombres attribués aux pignons, la menée devenant de plus en plus courte (**467**), les inconvénients de la fin de cette menée, signalés à propos des échappements à recul (**478**), deviennent de moins en moins sensibles, et qu'en conséquence il faut principalement s'attacher alors à faire disparaître le frottement rentrant.

Observations concernant le pignon de 10.

492. La grande précision qu'exige l'engrenage de ce pignon, pour qu'il ne soit pas mené avant le centre et qu'il n'ait pas de chute, explique pourquoi on en rencontre si peu qui satisfassent aux conditions théoriques.

Depuis quelque temps il sort des fabriques, même des plus médiocrement réputées, une foule de montres où l'on a prodigué les pignons de 10, et sans que ceux qui les construisent paraissent se douter qu'une confection inintelligente de ces pignons rend complétement illusoires les avantages que l'on se promet d'un nombre plus élevé. Avec ces pignons de 10 mal faits, le frottement rentrant est égal en intensité, si ce n'est en étendue, à celui d'un pignon de 8, et sans offrir comme ce dernier une grande sûreté à la rentrée.

493. Le pignon de 10 est très employé au centre des montres. Là la menée sur une aile dure pendant un intervalle de temps de six minutes; si une partie de cette menée se fait à frottement rentrant, il est bien évident qu'il y a de grandes variations dans la force motrice transmise au régulateur pendant l'écoulement de ces six minutes.

494. M. Moinet dit quelque part que les accotements sont à craindre avec le pignon de 10, si l'on tombe dans la faute de tenir les ailes trop maigres. Nous soupçonnons là une erreur typographique, car le défaut d'une aile trop mince est tout entier dans la fragilité et dans la crainte du gauchissement à la trempe. S'il a voulu faire entendre que l'aile maigre était un défaut quand on n'augmentait pas proportionnellement la largeur de la dent, il eût été plus rationnel de dire que les accotements sont à redouter avec une denture de roue trop maigre ; ce qui est vrai, surtout si l'aile est très mince, car alors l'arrondi descendant très peu de chaque côté, le rayon primitif est un peu plus long qu'il ne faudrait ; le pignon, en réalité, est trop *gros* (le diamètre total correspondant bien à la mesure pratique (**466**). Ce cas se rencontre assez fréquemment.

Pignon de 11.

495. Les avantages que procure l'emploi des pignons de 10 sont encore plus sûrement obtenus avec le pignon de 11. On peut, à ce dernier, et sans avoir à craindre la menée avant le centre, tenir la denture de la roue autant *pleine* que *vide*, et donner à celle du pignon un peu plus de 1/3 de *plein* et un peu moins de 2/3 de *vide*, et à l'excédant de la roue un peu moins de 1/3 du rayon primitif du pignon.

Le pignon de 11 étant très rarement employé, nous n'avons pas jugé utile d'en donner la figure, cette lacune pouvant être aisément remplie au moyen de l'article **456**.

Pignon de 12 (fig. 14, pl. VII).

496. Le pignon de 12 est réellement le premier des pignons de hauts nombres qui, sans laisser appréhender la menée avant la ligne des centres, permet une denture de roue autant *pleine* que *vide*, et offre la force désirable de l'aile avec un suffisant ébat, ou jeu, dans l'engrenage.

On lui donne 2/5es de *plein* pour 3/5es de *vide*, c'est-à-dire que le plein est au vide dans la proportion de 2 à 3, ou, en d'autres termes, un vide et un plein étant supposés réunis, et le tout divisé en cinq parties égales, il faut en enlever trois pour former le vide et en laisser deux qui font ainsi l'épaisseur de l'aile.

La profondeur du vide doit être un peu moindre que la moitié du rayon primitif du pignon.

La hauteur de l'excédant de la roue doit avoir les 2/7es du rayon primitif du pignon.

Si toutes les règles ont été bien observées, la fine pointe de l'ogive est inutile à la menée, on pourrait émousser légèrement cette pointe, mais il est bon de la conserver par mesure de précaution, et, en outre, parce que la dent conservée entière a une régularité plus flatteuse d'aspect.

Pignon de 14 *et au-dessus* (fig. 12, pl. VIII).

497. Au-dessus de 12, c'est-à-dire à partir du pignon de 14 (nous négligeons celui de 13, on en verra la raison plus loin), on a toujours le commencement de la menée sur la ligne des centres; la denture de la roue autant *pleine* que *vide*, et celle du pignon un peu plus vide que pleine.

Sauf pour le pignon de 14 ailes, nous ne donnons pas les figures de la série des hauts nombres au-dessus de 12 ailes, il sera facile de suppléer à leur absence par des dessins faits avec netteté et précision, et ce que l'on a vu jusqu'à présent doit amplement suffire pour exécuter ces tracés.

Nous ajouterons seulement pour faciliter ce travail, quoique quelques-unes de ces remarques fassent double emploi : 1° que l'ogive doit avoir la forme épicycloïdale; 2° que le premier point de contact étant toujours placé sur la ligne des centres, on part de ce point pour opérer la division de la roue dont on termine de suite les dents; 3° on part également du premier point de contact (*a fig.* 12, *pl.* VIII) pour diviser le pignon en autant de parties égales qu'il doit avoir d'ailes; 4° on trace l'épaisseur provisoire de ces ailes; cette épaisseur est déterminée en définitive par la quantité de *jour* nécessaire entre une dent et le revers de l'aile (*o n*) ; car on voit qu'au diminuant l'aile, selon *z v x*, ce *jour* grandit en raison inverse de l'épaisseur de cette aile.

On enlève aux dents une partie de la pointe de l'ogive inutile à la menée, ce qui permet d'avoir des dents et des ailes plus courtes et par conséquent plus solides.

OBSERVATIONS GÉNÉRALES.

498. Le point où commence la menée est, ainsi qu'on vient de le voir, déterminé pour chaque espèce de pignon, mais il est

bien entendu que sa place, relativement à la ligne des centres, n'est invariable que dans la supposition que ces pignons sont conformés selon les règles de la théorie, car le lecteur a pressenti déjà qu'un changement dans les proportions en produit un dans la position du point où commence la menée, et que ce point est transporté : 1° plus loin de la ligne des centres quand le pignon est *plus gros*, et d'autant plus loin que la grosseur est plus considérable, etc. ; 2° plus près de la ligne des centres et même sur cette ligne avec les bas nombres si le pignon est *trop petit*, etc.

On a dans le premier cas un plus grand frottement rentrant et des accotements, etc. ; dans le deuxième cas une menée irrégulière agissant par glissements, précipitations, chutes, etc.

2ME.

499. Aucun inconvénient n'est à redouter dans l'emploi des pignons de nombres impairs lorsqu'ils sont établis avec soin, c'est-à-dire selon les règles, malgré l'opinion contraire et sans fondement de quelques horlogers. Les seules objections qu'on puisse faire contre l'usage de ces pignons sont : la première, que les nombres 7, 11, 13 étant des nombres *premiers* qui n'ont pour diviseurs qu'eux-mêmes ou l'unité, offrent des difficultés lorsqu'on veut les faire entrer dans les combinaisons de chiffres que nécessite la création d'un *calibre* de montre ; la seconde consiste dans la difficulté de mesurer exactement la grosseur totale du pignon, et de saisir à la vue si la direction des flancs est bien vers le centre, désavantage qu'on n'a pas avec les nombres pairs où la correspondance directe de deux ailes rend sensible à l'œil toute déviation dans la direction des flancs.

500. La mesure totale de la grosseur d'un pignon impair se prend sur une plaque mince percée de trous, et en introduisant dans le trou où le pignon passe sans jeu une petite règle conique arrondie sur ses bords. On marque le degré d'enfoncement, et la largeur de la règle, vers le trait, étant mesurée avec soin, donne exactement la grosseur totale cherchée.

3me.

501. On a appris par l'article **468** qu'avec les pignons de hauts nombres la *rentrée* devient de plus en plus précise, et que cette grande précision des effets peut dégénérer en accotement, surtout par suite de l'agrandissement des trous des pivots. Les nombres élevés offrent en outre, dans l'horlogerie, l'inconvénient de produire des dentures trop fines pour être solides.

On fera sagement de s'arrêter à un terme moyen, c'est-à-dire à la série des pignons de 10 à 18 ailes.

Lorsque les dentures doivent offrir une grande force de résistance, on laisse les fonds des vides arrondis, c'est-à-dire selon la forme indiquée au pointillé en R et en C, fig. 12 (*pl.* VIII).

4me.

502. L'épicycloïde de l'ogive se modifie légèrement quand on change le nombre des dents de la roue ; mais cette différence peut être considérée comme insensible tant que le nombre sur lequel le dessin a été fait n'est que doublé ou réduit de moitié. Ainsi la fig. 14 (*pl.* VII) peut donner les dimensions proportionnelles des dentures de toutes les roues ayant de 40 à 160 dents et engrenant à un pignon de 12 ailes.

503. Lorsque l'on veut tracer sur une roue terminée le cercle primitif, il faut bien se souvenir que le commencement d'une épicycloïde étant à peine courbé se confond presque avec le prolongement en ligne droite du flanc de la dent, et que si l'on faisait passer le centre primitif au point où la courbure de l'ogive est déjà sensiblement prononcée, ce cercle primitif serait trop grand.

Le cercle primitif tracé sur une denture aide puissamment à trouver la vraie pénétration de l'engrenage.

CHAPITRE IV.

DES CAUSES DE L'IMPERFECTION D'UN ENGRENAGE ET DES EFFETS QUI EN RÉSULTENT.

504. Les détails dans lesquels nous sommes entrés jusqu'ici suffiront largement à tout lecteur attentif et intelligent, pour lui faire comprendre quelles sont les conditions dans lesquelles doit toujours s'accomplir une transmission de mouvement par engrenage, et pour lui faire découvrir les causes qui, tout en rendant ce mode de transmission inégal, destructif de la matière, peuvent le paralyser tout-à-fait et produire ainsi l'interruption de la marche de la machine.

Ce chapitre ne peut donc être que le corollaire de ceux qui le précèdent, et nous devons nous borner ici à signaler brièvement ces causes, ainsi que les signes caractéristiques propres à révéler chaque espèce de défaut et à faire connaître les points précis où des corrections sont nécessaires.

Les engrenages sont défectueux :

505. 1° Quand les diamètres primitifs ne sont pas entre eux dans le rapport convenable, ce que l'on exprime en disant que le pignon est *trop gros* ou *trop petit ;*

2° Quand les centres des mobiles sont trop rapprochés ou trop éloignés, c'est-à-dire quand la pénétration des dents entre les ailes est trop ou trop peu considérable. En terme d'atelier l'engrenage est *trop fort* ou *trop faible ;*

3° Quand la forme des dentures n'est pas celle qui convient;

4° Quand les ailes sont trop épaisses ;

5° Quand les dents sont trop larges ou trop grêles ;

6° Quand la division des dentures n'est pas faite avec une suffisante justesse, autrement dit, quand les dents ou les ailes sont inégales.

Effets qui résultent des mauvais engrenages.

506. Les effets nuisibles sont classés ici dans l'ordre des causes qui les ont produits; c'est-à-dire que chaque numéro correspond à son semblable de l'article ci-dessus.

1° Si le pignon est trop gros il y a perte de force par usure et accotement, ce qui, à la longue, produit l'arrêt de la machine.

Si le pignon est trop petit, la plus grande partie de la menée est opérée par glissements et chute : deux causes de destruction et de perte de force.

2° Quand la pénétration est trop considérable, le revers de la dent frotte l'aile ou est prêt d'y frotter, au moment de la rentrée de cette dent dans un vide, et la menée se fait par glissement et même par chute.

Quand la pénétration n'est pas assez profonde, la menée commence d'autant plus loin de la ligne des centres que l'engrenage est plus faible. Il y a frottement rentrant considérable avec tendance à l'arcboutement, et la menée n'est qu'un glissement saccadé et rapide.

3° Avec l'ogive des dents trop allongée on se trouve dans la nécessité de faire l'engrenage *faible*, et avec des ogives trop courtes de le faire *fort*. On vient d'en voir les inconvénients. En outre, l'ogive trop courte (trop rebondie des flancs) ne conduit pas l'aile assez loin si l'engrenage est à son vrai point et il y a frottement rentrant, et si l'engrenage est *fort* le frottement rentrant est moindre, mais la menée a des précipitations et de la chute.

Les mesures en usage pour déterminer la grosseur des pignons (**472**) ayant été calculées pour ceux dont l'excédant est en demi-cercle, il s'ensuit que si ces mesures sont appliquées aux pignons dont l'aile est dite en *grain d'orge*, il en résulte un

pignon trop petit (de diamètre primitif) , et la menée, principalement vers la fin, n'est qu'un long glissement ou une chute.

4° Avec des ailes trop épaisses la menée commence d'autant plus loin de la ligne des centres que ces ailes sont plus fortes.

Si avec des ailes trop pleines la menée commence au point convenable, c'est l'indice d'un pignon trop petit ; la fin de la menée n'est qu'un glissement avec chute.

5° Avec des dents trop *pleines* le jeu ou l'ébat manque dans l'engrenage. Il faut alors, pour éviter les accotements, que cet engrenage soit *faible.*

Si les dents sont trop grêles l'ogive ne peut avoir ni la hauteur ni la forme qui lui conviendraient, la menée n'est plus qu'une succession de frottements rentrants, de glissements saccadés et chute. Il est en général plus facile d'obtenir un engrenage passable d'une denture de roue un peu trop pleine que trop vidée.

6° Les inégalités soit dans les dents, soit dans les ailes, et provenant soit d'une déformation à la trempe, soit du manque de justesse des outils-à-fendre, à arrondir, etc. , soit encore parce que le pignon ou la roue ne tournent pas *ronds* sur les pivots, ces inégalités, disons-nous, donnent naissance à la plupart des défauts qui viennent d'être signalés. A certains endroits l'engrenage est faible, à d'autres fort ; des dents produisent un grand frottement rentrant et d'autres de la chute, etc. On reconnaît la présence des défauts qu'on peut attribuer à une exécution vicieuse à ce signe général que la menée commence plus près du centre sur certaines dents que sur d'autres.

507. Quel que soit le cas qui se présente parmi ceux que nous venons d'énumérer, il y a toujours une transmission inégale de la force, et par conséquent une perte de puissance motrice, puisque son effet utile est moindre qu'il ne pourrait être. Le moteur éprouvant une plus grande résistance doit, pour la surmonter, posséder une plus grande énergie et propre seulement à occasionner une plus prompte détérioration des surfaces frottantes.

Un rouage où se rencontrent plusieurs des défectuosités signalées ne peut donner au balancier que des impulsions irrégu-

lières et dont l'influence fâcheuse sur le réglage est bien connue. Un tel rouage, lorsqu'on le laisse défiler, court bruyamment et avec gêne.

Examen d'un engrenage.

Résumé des signes caractéristiques des défauts.

508. Cinq choses principales sont à considérer dans l'inspection d'un engrenage, savoir : la *rentrée*, l'*entrée en prise*, l'*ébat*, la *menée* et surtout la fin de cette *menée*.

1° La *rentrée* doit s'opérer sans gêne et avec un *jour* de sûreté suffisant entre le revers de la dent qui pénètre dans un vide du pignon et l'aile la plus voisine.

2° L'*entrée* en *prise*, ou le point précis du commencement de la menée, doit se trouver sur la ligne des centres ou distant de cette ligne (dans les bas nombres) de la quantité indiquée au chapitre III pour chaque espèce de pignon.

Si la menée commence plus loin de cette ligne, c'est l'indice de la présence d'un ou de plusieurs des défauts suivants : pignon trop gros, ailes trop épaisses, ogives trop courtes ou trop en forme de demi-cercle, engrenage faible, etc.

Si elle commence plus près de la ligne que la quantité voulue, c'est l'indice qu'il existe un ou plusieurs défauts, tels que : pignon petit, ogive trop allongée, engrenage fort, etc.

3° Quelle que soit la position occupée par la dent, elle doit toujours pouvoir jouer avec un peu d'ébat entre les ailes.

4° Dans la marche, autrement dite la menée, les surfaces frottantes doivent se développer régulièrement l'une sur l'autre. En regardant à contre-jour et au moyen d'une forte loupe, on aperçoit avec assez de facilité si l'une d'elles glisse trop vite par moment, ce qui provient d'une ogive mal conformée, ou d'un pignon qui n'a pas la grosseur convenable, ou bien encore d'un engrenage trop fort où trop faible. Car, il est utile de le remarquer, les causes opposées produisent assez fréquemment des résultats semblables. Ainsi un engrenage beaucoup trop fort, puis

beaucoup trop faible, s'arrête par arcboutement dans l'un et l'autre cas.

5° Il est essentiel surtout d'observer avec la plus scrupuleuse attention la fin de la menée. Si il y a glissement et chute et que la dent *conduise* par sa pointe, on peut être certain de l'existence d'un ou de plusieurs des défauts suivants : pignon dont la grosseur n'est pas la bonne, engrenage fort, ogive trop courte ou mal faite, etc.

509. Les rhabilleurs, les repasseurs, les fabricants, qui se seront bien pénétrés des principes qui viennent d'être longuement développés, ainsi que des remarques pratiques qui y sont jointes, pourront se créer un mode d'examen rapide et cependant exact, et qui au bout de peu de temps, par un effet de l'habitude, leur procurera dans le travail une facilité et une sûreté qu'ils n'obtiendront jamais avec les prétendues méthodes pratiques qui, n'étant appuyées d'aucun principe juste, obligent ceux qui les emploient à toujours procéder avec les hésitations de l'aveugle (1).

(1) Les rhabilleurs, ainsi que nous avons déjà eu l'occasion de le faire remarquer, ne recevant de leurs ouvrages qu'un salaire insuffisant, peuvent, afin d'obtenir une plus grande célérité dans le travail, s'habituer de bonne heure à *tâter* leurs engrenages.

Une pointe de fusain, tenue par l'une des mains, étant appuyée assez fortement au pivot du pignon et par le dessus du trou de ce pivot, l'autre main fait tourner doucement la roue au moyen d'une seconde pointe de fusain. Plusieurs tours de roue successifs et dans le sens où elle doit marcher apprendront si la menée se fait avec douceur et sans grattements, accotements, etc. On tâte avec soin la quantité du jeu dans chaque position que la dent occupe successivement.

Cette opération terminée on fait une autre vérification sur le compas-aux-engrenages ; les deux vérifications se contrôleront ainsi l'une par l'autre. On devra pendant assez longtemps pratiquer la double opération, c'est-à-dire jusqu'à ce que l'on ait acquis une assez grande sensibilité de tact et une parfaite expérience du jeu nécessaire à la marche sûre des organes ; auquel cas on pourra, tout en se passant du compas, apprécier un engrenage avec certitude en le tâtant seulement.

Si nous recommandons de pratiquer longtemps la vérification sur le compas, concurremment avec l'autre, c'est que, à moins d'une certaine expérience, on est facilement trompé par des engrenages faibles, mais doux au *toucher*, et qui, quoiqu'ils ne fassent pas arrêter une montre, nuisent beaucoup à la régularité du réglage.

« Il faut (dans le cas où ils ne peuvent être remplacés) qu'avec un pignon trop gros l'engrenage pénètre davantage, et qu'avec un pignon trop petit l'engrenage soit faible (Perron). »

BIBLIOTHÈQUE IMPÉRIALE IMPR.

CHAPITRE V.

PIGNON CONDUISANT LA ROUE. — REFAIRE UNE ROUE PERDUE, ETC. — ENGRENAGES DE CRÉMAILLÈRE, —DE ROUE DE CHAMP, ETC.

Du pignon conduisant la roue.

510. Nous n'avons envisagé, jusqu'à présent, que le cas le plus général où la roue conduit le pignon; nous allons maintenant examiner le cas particulier où le pignon conduit la roue.

Dans ce dernier, l'engrenage est toujours établi sur les mêmes principes, c'est-à-dire sur la *proportion invariable des diamètres primitifs aux nombres des dentures;* les seuls changements sont les suivants :

1° L'excédant de la roue est alors un simple demi-cercle (*fig.* 1, *pl.* IX) ;

2° Le petit agrandissement recommandé pour le mobile menant (**454**) porte alors sur le diamètre primitif du pignon ;

3° L'ogive, qui est transportée au pignon, est tracée par une épicycloïde ayant pour cercle générateur un cercle comme GDF (*fig.* 1), dont le diamètre est égal au rayon primitif de la roue;

4° Le pignon est divisé autant *plein* que *vide*, ou à très peu près; la roue à un peu plus de *vide* que de *plein*, selon la règle générale, sauf peu d'exceptions, de donner au mobile menant autant de plein que de vide, et au mobile mené plus de vide que de plein et à proportion du jeu nécessaire, etc.

511. On remarque que cette sorte d'engrenage, quand l'exécution est d'accord avec les principes, ne produit pas de frottement rentrant ; mais alors la rentrée de la pointe de l'ogive se fait au pignon de 6 et de 7 avec très peu de jour de sûreté. Si l'on donne un jeu suffisant pour éviter ce défaut, on tombe dans celui d'opérer la fin de la menée par le glissement de la pointe d'ogive, et l'on a un peu de frottement rentrant. A partir du pignon de 8, et au-dessus, ces défauts ne sont plus à craindre ; l'ogive va en s'allongeant de plus en plus, et il est même

nécessaire d'en supprimer la portion inutile à la menée et qui ne peut que nuire à la facilité de la rentrée.

512. On voit que la recommandation pratique de tenir le pignon un peu plus gros est complétement erronée; car le diamètre primitif reste le même; l'excédant seul s'allonge et change de forme. Il n'est pas rare, surtout dans les minuteries, de rencontrer des pignons conformes à la formule pratique et fausse : aussi, ces pignons, trop gros de diamètre primitif et pourvus à tort d'un excédant en demi-cercle, ont-ils le défaut d'opérer toute leur menée, ou à peu près, à frottement rentrant.

513. Nous plaçons ici, et pour réparer un oubli, la remarque suivante de Camus : Quand la roue mène, cette roue ne peut conduire uniformément un pignon si elle n'a au moins une trentaine de dents.

Refaire une roue perdue, etc.

514. Deux cas peuvent se présenter : dans le premier on suppose non-seulement la roue perdue, mais aussi le pignon avec lequel elle engrenait; dans le second, la roue manquerait seule.

515. 1^er^ Cas. Préalablement on détermine les nombres de dents et d'ailes de la roue et du pignon, ces nombres étant supposés inconnus. Ils doivent être tels qu'en les faisant entrer dans le train d'engrenage, ce train produise une quantité de vibrations par heure suffisante pour le réglage (calcul des vibrations, **403**).

Choisissons pour exemple une montre ordinaire où manqueraient la roue première moyenne et le pignon auquel engrenait cette roue, c'est-à-dire le pignon de dernière moyenne (note au bas de la page 125).

Affectons à la roue le nombre 60 et au pignon le nombre 8, et supposons que le calcul des vibrations, par heure, donne pour résultat 18,200, total convenable. Par conséquent 60 et 8 sont deux chiffres auxquels on peut s'arrêter.

On mesure bien exactement sur la platine de la montre (avec le secours du compas aux dixièmes, etc.; de millimètre, **530**), la distance des centres, distance qui n'est autre chose que la somme des rayons primitifs, et que nous supposons ici de 7 mil-

limètres (réduits en 70 dixièmes de millimètre pour la facilité du calcul), et l'on pose la proportion :

La somme des nombres $(60 + 8)$ est à la somme des rayons primitifs (70) comme le plus grand des deux nombres (60) est au plus grand rayon primitif x (valeur qu'il faut chercher, **438**). $68 : 70 :: 60 : x$; $\frac{70 \times 60}{68} = \frac{4200}{68} = 61{,}7$.

70	4200	68	
60	120	61,7, etc.	
4200	520		
	44		

Ainsi x égale 61 dixièmes de millimètre, plus 7 dixièmes de dixième de millimètre ; ce qui est la même chose que 70 centièmes de millimètre. Le mobile menant devant tenir légèrement du grand (**454**), en ajoutant la fraction insignifiante de $30/100^{mes}$, on obtiendra le chiffre rond de 62 dixièmes pour le rayon primitif de la roue ; et en retranchant ce nombre 62 de la distance des centres (70), il restera 8 dixièmes pour le rayon primitif du pignon. En doublant ces deux rayons primitifs, on aura pour le diamètre primitif de la roue 124, et pour celui du pignon 16.

La hauteur de l'excédant de la roue étant de 3 (**487**, V. *l'errata*), en ajoutant au diamètre primitif le double de l'excédant, on trouve pour le *diamètre total* de la roue 130 (**434**).

Puisque l'on opère sur des dixièmes de millimètre, il suffit de séparer par une virgule le dernier chiffre des deux nombres obtenus (ce qui est la même chose que les multiplier par 10), pour avoir la valeur en millimètres. Cette opération donne 12 millimètres 4 dixièmes (12,4) pour le diamètre primitif, et 13 millimètres juste pour le diamètre total de la roue.

Quant au diamètre total du pignon, il est facile de le déterminer, puisqu'on sait qu'il suffit, pour l'obtenir, d'ajouter au diamètre primitif l'épaisseur d'une aile mesurée à la naissance de l'arrondi, quand cet arrondi est un demi-cercle. Avec l'aide du micromètre aux 40^{mes} de millimètre, cette opération, qui n'offre pas de difficulté, donne un résultat d'une suffisante justesse. (Quand on connaît les grandeurs totales et primitives, on peut les tracer sur une plaque de laiton adoucie, *fig.* 8, *pl.* VIII).

516. 2^me^ Cas. Lorsque la roue manque seule et que l'on possède le pignon qui engrenait à cette roue, on mesure bien exactement le diamètre total de ce pignon, puis on déduit de ce

diamètre l'épaisseur d'une aile afin d'avoir le diamètre primitif. La moitié de ce diamètre primitif (le rayon) étant soustraite de la distances des centres, le reste de cette soustraction est exactement la valeur du rayon primitif de la roue. On établit alors la proportion : le rayon primitif du pignon *est* au rayon primitif de la roue *comme* le nombre des ailes *est* à x (nombre inconnu des dents de la roue).

La proportion étant résolue et la valeur de x trouvée, on connaît alors les nombres des dentures et les rayons primitifs des mobiles. De ces valeurs on tire toutes les autres ainsi qu'on l'a déjà fait.

Nous bornerons ce que nous avons à dire sur le sujet de ces articles à ces deux applications; car quel que soit le cas qui se présente, il se réduit toujours à établir ou à retrouver deux diamètres primitifs en rapport proportionnel avec les nombres des dentures des mobiles, et réciproquement.

Engrenage de crémaillère courbe.

517. La crémaillère courbe n'étant autre chose qu'un arc de cercle, ou mieux une portion de roue, son engrenage rentre dans les conditions ordinaires.

Voici comment on procède dans le plus grand nombre de cas.

On détermine d'abord la distance des centres, puis par deux lignes tirées du centre de la crémaillère, l'étendue de l'espace nécessaire au jeu de cette pièce (ADB, *fig.* 2, *pl.* IX).

La moitié de cet espace, soit l'angle CDB, enferme la portion dentée de la crémaillère. Supposons deux tours de pignon pour un parcours du râteau de C en A. Ce pignon doit alors avoir un nombre d'ailes moitié de celui des dents du râteau CB : soit 6 et 12 ces deux nombres. On mesure bien exactement en degrés l'angle CDB (qui doit toujours être un multiple de 360). Faisons-en, par supposition, un angle de 40°, et nous dirons : Si 40° contiennent 12 dents et 12 vides, la circonférence entière en contient 216 (24×9), puisque $40° \times 9 = 360°$ ou la circonférence totale. Par conséquent la roue supposée entière aurait 108 dents.

Le reste de l'opération se réduit, puisque l'on connaît la distance des centres, à chercher les proportions d'un engrenage ordinaire d'un pignon de 6 avec une roue de 108 (**438**).

Si le pignon ne devait faire qu'un demi-tour pour une longueur de crémaillère, le nombre de ses ailes serait double du nombre des dents de cette crémaillère; si le pignon ne devait faire qu'un tour, les deux nombres seraient égaux, etc.

Crémaillère droite.

518. L'engrenage de crémaillère droite diffère du précédent en ce que la transmission de mouvement se fait d'un cercle à une ligne droite, et réciproquement. Les courbes employées ne sont plus les mêmes. Quand la crémaillère conduit le pignon, l'ogive des dents a la forme d'une *cycloïde engendrée par un cercle générateur, ayant pour diamètre le rayon primitif du pignon.* Quand c'est le pignon qui conduit la crémaillère, l'ogive des ailes, qui agit sur le flanc rectiligne des dents, est tracée par une courbe appelée la *développante* du cercle générateur. Mais dans l'une ou l'autre hypothèse, les rapports primitifs restent les mêmes, c'est-à-dire qu'on a toujours la proportion : longueur de crémaillère *est à* circonférence primitive du pignon, *comme* le nombre des dents *est* au nombre des ailes.

Engrenage de roue de champ.

519. L'engrenage de roue de champ, tel qu'il est pratiqué dans les montres, ne produit pas une menée uniforme. Il appartient à la classe des engrenages *coniques*, c'est-à-dire de ceux dont les axes se croisent au lieu d'être parallèles; et par conséquent il faudrait non-seulement que le pignon fût conique, mais encore que les ogives des excédants, formées par des surfaces à double courbure, fussent engendrées par des épicycloïdes sphériques; toutes choses impraticables en petit.

On s'est contenté, faute de mieux et pour obtenir une menée aussi approchante que possible de celle théorique, d'assimiler cet engrenage à celui de crémaillère droite, avec lequel il a le

plus d'analogie, et de lui faire subir les modifications propres à faciliter sa marche, telles que la dent beaucoup plus mince vers sa pointe que vers sa base (en mesurant sur l'épaisseur du champ), le pignon tenant imperceptiblement du petit, l'engrenage plutôt faible que fort, la denture un peu plus vide que pleine et, s'il est possible, penchée en dehors et arrondie un peu en travers sur ses faces frottantes; l'aile des pignons préférablement en grain d'orge; le commencement de la menée pour le pignon de 6, au moins 2/3 d'épaisseur d'aile avant la ligne des centres, etc.

On voit qu'en somme ces modifications ont pour but de soulager et de faciliter le recul de l'échappement à roue de rencontre, en diminuant la menée après la ligne des centres. On conçoit sans peine que plus cette menée se prolonge au-delà de cette ligne, plus la dent, en s'arcboutant contre l'aile, oppose de résistance au recul. L'échappement, alors maîtrisé, se règle avec difficulté et perd promptement la vivacité de sa marche.

La facilité ou l'aisance du recul est un des signes propres à révéler la bonté d'un engrenage de champ.

En augmentant le nombre des ailes du pignon, le recul est de moins en moins contrarié, puisque l'étendue de la menée devient de plus en plus courte.

Engrenage d'une roue et d'un pignon à lanterne.

520. Cet engrenage se construit toujours d'après la règle invariable de la proportion des diamètres primitifs aux nombres des dentures (le cercle primitif du pignon, qui est le même que le cercle générateur, passe par le centre des fuseaux).

Une épicycloïde étant engendrée par le cercle générateur du pignon sur le cercle primitif de la roue, on mène à une distance égale à un rayon de fuseau, et du côté où marche le générateur, une courbe parallèle à cette épicycloïde. Cette courbe donne la forme qui convient à l'ogive des dents.

Les *plateaux* ou *tourteaux* sont les disques qui soutiennent les cylindres de la lanterne, et ces cylindres portent le nom de *fuseaux*.

APPENDICE.

Renvoi de l'article **41**.

321. Lorsqu'un corps est mis en mouvement par une impulsion instantanée, la quantité de mouvement de ce corps est égale au poids multiplié par la vitesse.

Un projectile lancé avec la main en offre un exemple.

Si ce corps est non-seulement mis en mouvement, mais entretenu dans ce mouvement par une force qui agisse uniformément et sans interruption sur lui, la quantité de mouvement est alors représentée par le poids multiplié par le carré de la vitesse. Telle est la quantité de mouvement d'un corps libre et retombant vers le sol sous l'action de la pesanteur terrestre.

Quand la force qui agit sur le corps n'est pas uniforme, la formule qui représente la quantité de mouvement varie selon la progression croissante ou décroissante de cette force.

Maintenant si l'on remarque qu'un balancier de montre est mis en mouvement par une force qui peut être considérée comme instantanée, vu la légèreté de ce balancier et la faible étendue de l'arc de levée comparativement à l'arc supplémentaire, et si l'on tient compte des résistances du spiral, on reconnaîtra que le produit de la masse par la vitesse est l'expression la plus près de la vérité et qui représente le mieux la quantité de mouvement d'un balancier de montre ordinaire.

Renvoi de l'article **101**.

322. On élève au carré le nombre des minutes à obtenir (26), ainsi que le nombre des minutes tirées (20) ; puis on établit la proportion : le premier carré est au deuxième comme le poids du balancier existant est à x, ou le poids du balancier à construire. La valeur de x, étant trouvée, donne le poids approximatif du balancier tirant 26' par heure.

Égaliser la fusée avec son ressort.

325. Le barillet et la fusée remontés entre les platines de la montre, le ressort et la chaîne en place, bien accrochés, et ce ressort armé plus ou moins, on serre l'arbre de fusée entre les mâchoires D, N du levier représenté fig. 3 (*pl.* IX), et l'on remonte cette fusée en faisant tourner le levier à la main jusqu'à l'arcboutement du crochet de fusée contre le garde-chaîne. Arrivé là, on fait glisser le poids M, ajusté à frottement, jusqu'au point où le levier demeure en équilibre avec le ressort. Cet équilibre obtenu, on fait rétrograder le levier par demi-tour. Si l'équilibre se maintient jusqu'à la fin, c'est que la fusée est bien égalisée. S'il en est autrement, on remarque les endroits où le poids est trop fort ou trop faible ; ce qui provient, dans le premier cas, d'un rayon de fusée trop court, et d'un trop long dans le deuxième. On met le levier en équilibre au rayon le plus court ; sur tous les autres points, on enfonce la rainure de la chaîne et suivant le besoin. Faute de l'outil à tailler la fusée, on se sert du tour ordinaire et d'une lime à égalir adoucie de chaque côté.

Quand la différence est peu considérable, il faut éviter de toucher à la fusée ; car, dans le plus grand nombre de cas, on obtient l'équilibre cherché par une augmentation ou une diminution dans la quantité de *bande* du ressort. Voici d'après quelle règle : si le poids est trop lourd vers le bas du ressort, il faut augmenter la bande ou tension de celui-ci, et dans le cas contraire, la diminuer. En essayant successivement plusieurs ressorts, on parvient très souvent à une égalisation suffisante, et sans avoir besoin de retailler la fusée.

Le rhabilleur qui prendra de bonne heure l'habitude de vérifier ses fusées y trouvera de grands avantages.

Outil à mesurer l'ouverture des verges.

324. La vue seule de l'outil (*fig.* 4, *pl.* IX) suffit pour en faire comprendre l'usage.

L'une des palettes étant appuyée bien à plat et maintenue par le levier à ressort B contre le demi-disque gradué A, de façon à ce que le centre de la verge soit perpendiculaire à la ligne *n r*, l'aiguille placée préalablement sur l'autre palette (*fig.* 6) indique sur le cercle gradué le nombre des degrés de l'ouverture.

Cette aiguille, représentée en grand fig. 5, doit être très légère et avoir la face *c d* parfaitement droite, afin que cette face, appliquée sur celle de la palette (*fig.* 6), ne puisse pas induire en erreur quant à la direction de cette palette.

La masse d'appui C (*fig.* 4 et 7) du levier B (*fig.* 4) doit être mobile sur son centre, et ce centre doit se trouver un peu à droite de la ligne *r n*. C'est par erreur qu'il n'en est pas ainsi sur la figure.

Justifier une roue de rencontre.

325. Les marchands de fournitures d'horlogerie vendent tous des outils à justifier les roues de rencontre; mais malgré leur prix assez élevé et la longueur de l'opération faite avec leur secours, le résultat n'en est pas toujours satisfaisant. On peut avec avantage suppléer cet outil par la méthode pratique suivante de M. Noriet, de Tours, méthode employée avec succès depuis vingt-cinq ans au moins par M. Brisbart, de Paris, et par les nombreux élèves de cet excellent professeur.

La roue ayant été délicatement *frisée* sur les pointes des dents, puis remise en place, et l'échappement étant à son *point* (sans accrocher), on pousse légèrement le lardon en avant. Cette opération a pour but, en rendant les chutes plus fortes sur une palette que sur l'autre, de produire l'accrochement sur la palette du nez de potence.

On avance ainsi le lardon jusqu'à ce que quelques dents ne passent qu'en forçant. La platine tenue de la main gauche, dont un des doigts conduit la roue de rencontre, lorsqu'une dent accroche, on pousse deux dents en avant : la dent qui accroche se trouve alors en évidence, et il devient facile, avec une petite lime barette douce et bien coupante, de limer cette dent sur son angle et de façon à ce qu'elle n'accroche plus. Cela peut être fait sans que le pivot coure aucun risque, parce que la roue est soutenue par le doigt qui presse la portée du pivot contre le nez du lardon, et parce que l'application de la lime tend à donner à la roue un mouvement de recul sur elle-même plutôt qu'un mouvement de tirage sur ses pivots. Avec un peu d'habitude cette opération n'offre ni difficulté ni danger.

La roue ayant accompli un tour entier, de nouveau on avance un peu le lardon, l'on répète l'opération ci-dessus, et ainsi de suite, jusqu'à ce que toutes les dents passent sans chute sur la petite palette, etc., etc.

Quand les différences sont très considérables, il faut commencer par employer le moyen indiqué page 78. (Les dents de la roue faussées, etc.)

Compas à mesurer la hauteur des inclinés.

326. Deux bandes ou lames d'acier *a b c d* (*fig.* 8, *pl.* IX) étant redressées avec soin, et la ligne droite E G étant tracée, on y marque le point du centre ou de charnière, *r*; puis la longueur *r* G est portée bien exactement sept fois sur *r* E (soit au compas, soit plutôt au moyen d'un décimètre divisé exactement). On trace les lignes de division 1, 2, 3, 4, 5, 6. 7, puis entre ces lignes les sous-divisions 4 1/2, 5 1/2, etc.

Le trou du centre *r* percé avec toute les précautions requises pour éviter son déplacement même de très peu, on découpe les lames avec assez de soin pour que chaque bec se trouve exactement à l'intersection de la grande ligne G E et des lignes de division; car s'il en était autrement, l'outil ne serait pas juste. Les deux branches étant terminées, on les assemble par les moyens connus, c'est-à-dire de la même façon que sont réunies les branches d'un *huit-chiffre* (*fig.* 9).

Lorsque l'outil est *fermé*, tous les becs doivent se toucher deux à deux.

Un cylindre placé entre les grands bras aux becs p, q (*fig.* 9), l'écartement des petits becs $z\ x$ est le 1/5^{me} (ou, ce qui est la même chose, les 2/10^{mes}) du diamètre du cylindre. Si ce cylindre passe sans jeu entre les becs du n° 5 1/2, l'écartement de $x\ z$ est juste une moyenne entre 1/5^{me} (2/10^{mes}) et 1/4 (2/8^{mes}), c'est-à-dire que cet écartement est alors de 2/9^{mes}.

Les branches ne doivent avoir aucune élasticité, et les petits becs, qu'on peut courber ou rallonger un peu au besoin pour corriger une erreur faite, doivent être effilés de la pointe et trempés.

Compas-rapporteur (compas aux cylindres).

327. Le compas à mesurer l'ouverture d'un cylindre (*fig.* 10, *pl.* IX) se construit d'après les mêmes principes, c'est-à-dire que la longueur H R étant divisée en 56 parties égales (des millimètres), le centre de mouvement se place sur la vingtième division.

Un cylindre passant sans jeu entre les grands becs $m\ n$, l'écartement des petits becs $a\ s$ est de très peu moins des 7/12^{mes} du diamètre du cylindre.

Si au lieu de 56 parties égales, on en donnait 57, et qu'on plaçât le centre sur la 21^{me}, l'écartement des becs $a\ s$ comprendrait exactement les 7/12^{mes} de l'écartement des becs $m\ n$ (21 : 36 :: 7 : 12).

L'ouverture d'un cylindre se mesure encore avec justesse et facilité au moyen du micromètre à aiguille (**328**), quand cet outil est construit comme nous allons l'indiquer.

Compas d'épaisseur.— Micromètre.

328. Les figures 11 et 12 (*pl.* IX) sont la représentation du compas d'épaisseur dit *outil-aux-douzièmes* (de ligne), et du micromètre à mâchoires dit *outil-aux-quarante-huitièmes*, instruments défectueux, en ce que l'ouverture des becs mesure des cordes d'arc, tandis que la pointe de l'aiguille mesure des arcs de cercle : deux quantités qui ne progressent pas dans la même proportion. Il résulte de cette différence que l'aiguille étant arrêtée sur un chiffre 15, par exemple, l'écartement des mâchoires n'est pas exactement la moitié de ce qu'il sera lorsque l'aiguille arrivera au chiffre double 30.

L'horloger peut donner à ces instruments la précision qui leur manque.

L'on veut, par exemple, que le micromètre de la figure 12 mesure des vingtièmes de millimètre : soit a le point de repos de l'aiguille, et e le point où aboutit l'extrémité de cette aiguille quand un cylindre quelconque, mais ayant exactement deux millimètres de diamètre, est serré entre les mâchoires.

L'arc de cercle $e\ a$, étant le parcours de l'aiguille pour une épaisseur de deux millimètres, doit par conséquent porter 40 divisions. Elles donneront des vingtièmes de millimètre.

On tire la ligne droite EA (*fig.* 13), que l'on divise en 40 parties égales (**329**). Du point A pour centre, avec un compas-à-pompe à pointe fine, on décrit (la loupe à l'œil) les arcs de cercle b, c, d, etc., et aux intersections de ces petits arcs, avec le grand arc EBA (même chose que l'arc $e\ a$ de la figure 12), on marque les points de division. Les espaces parcourus par l'extrémité de l'aiguille correspondront exactement alors à l'écartement des mâchoires, puisque de part et d'autre on mesurera des unités de même nature, c'est-à-dire des cordes d'arcs de cercle.

329. La géométrie fournit un moyen pour diviser une ligne droite en parties égales (**337**), mais il est plus commode, et souvent plus sûr, d'avoir recours à une règle métrique comme celle représentée fig. 14 (*pl.* IX). On fait glisser cette règle entre les deux lignes ED, DA prolongées, et jusqu'au point où ces deux lignes embrassent exactement le nombre de divisions voulu. On tire une ligne droite EA et l'on marque avec une fine pointe des divisions correspondantes à celles de la règle.

330. Remarques. 1° Les deux extrémités de la règle doivent se trouver sur le même arc de cercle décrit du centre D, c'est-à-dire que DA doit toujours égaler DE. 2° La même règle peut servir pour diviser des lignes plus ou moins longues ; il suffit pour cela de prendre pour l'unité de mesure deux, trois, quatre, etc., des divisions de la règle métrique ou autre.

Si les mâchoires, sans chevaucher, se rejoignent bien exactement sur toute leur longueur et sont à peu près tranchantes; si l'axe de l'aiguille n'a pas de jeu dans les trous de ses pivots; si l'on a eu le soin de marquer à la loupe un léger point au milieu des divisions précédemment obtenues, on possède alors un outil d'une suffisante justesse et mesurant des quarantièmes de millimètre, c'est-à-dire pouvant satisfaire à toutes les exigences.

Il serait utile pour un horloger d'avoir à sa disposition deux compas, mesurant l'un des millimètres et l'autre des 20mes ou 40mes, et terminés tous deux par des pointes au lieu de mâchoires (A, *fig.* 11). En faisant usage de ces compas, il ne faudrait pas oublier qu'ils ne sont propres qu'à mesurer des écartements de lignes, parce qu'une pointe de compas, placée dans un trou, ne correspond plus au centre de ce trou aussitôt que la branche portant cette pointe est penchée, c'est-à-dire aussitôt qu'elle cesse d'être perpendiculaire au trou.

Grammaire.

551. On nomme ainsi un disque de laiton divisé sur 360, et comme il est indiqué par la figure 15 (*pl.* IX).

Veut-on marquer les *points* de levée d'un échappement : on place au préalable le balancier (soit *b a c n*) sur la grammaire A, où les petits arcs de cercle servent à le *centrer*. Puis on mesure avec une ouverture de calibre-à-pignon l'écartement des degrés de la levée (soit l'arc *a c* pour 40°), et l'on reporte la longueur obtenue sur la platine de la montre et bien à fleur du balancier remis en place.

La grammaire est encore utile pour tracer toute sorte d'angles sur une surface fixée sur cette grammaire et ayant moins d'étendue qu'elle.

Le côté B portant au centre une vis à tête conique est employé pour tracer exactement les *croisées* des roues, balancier, etc. Quand la roue dont on veut tracer les barettes est maintenue au centre du disque par la vis à tête conique, on y fait le tracé au moyen de la règle représentée au pointillé et avec le secours des divisions des cercles 5, 4, 3.

Rapporteur.

552. Le rapporteur représenté figure 16 (*pl.* IX) est un demi-cercle, le plus ordinairement en corne, dont le limbe est divisé sur le nombre 360. Par conséquent ce demi-cercle compte 180 divisions ou degrés. On trouve ce rapporteur chez tous les marchands d'instruments de dessin.

Le point du centre D doit être très net et très fin; autrement il est difficile de le faire coïncider avec le sommet d'un angle, et le relevé de cet angle offre peu de certitude. (Lire la note au bas de la page 209.)

Tour aux colonnes.

553. Il se compose de deux parties principales : 1° d'une espèce de tour-en-l'air comme celui représenté figure 1 (*pl.* X). L'arbre H porte la fraise circulaire *a* (et B, *fig.* 4), maintenue par la vis de pression J (*fig.* 1). Cette fraise est taillée seulement sur son contour. (L'horloger peut faire lui-même cette taille avec l'angle d'une lime neuve.) Le lardon BB marche dans une coulisse au moyen de la vis de rappel G. La plaque *r*, que l'on aperçoit de profil seulement, est percée d'un trou pour laisser passer la fraise *a*. Cette plaque, qui sert pour l'arrondissage des colonnes, marche avec le lardon BB sur lequel elle est fixée à vis.

2° Le char, représenté de face figure 3, et de profil figure 2, s'emploie pour le taillage des U et de la manière suivante : la roue *s e* (*fig.* 2) (fendue sur un nombre double de celui de ses dents) se place le fond appuyé au corps de l'outil (X), où elle est centrée par la vis *b*, dont on fait excéder la pointe conique jusqu'à ce que la roue, appuyée bien à plat, soit maintenue sans jeu. On introduit alors dans la roue le chapeau *o* (*fig.* 2) (représenté également en A, *fig.* 4), et par la vis M (*fig.* 2), qui presse sur le chapeau *o*, on fixe solidement la roue. Cette vis M ne doit être serrée d'abord que de façon à permettre à la roue *s e* de tourner à frottement. On fait entrer l'extrémité du guide D (*fig.* 3) dans une des divisions de la roue, et, les choses ainsi dispo-

sées au char, on enlève la plaque *r* (*fig.* 1), et l'on fixe sur le lardon BB le bras P (*fig.* 2) sur lequel le char monte et descend à coulisse. On fait marcher la vis G (*fig.* 1) jusqu'à ce que le bout de la fraise *a* affleure le dessous des dents de la roue. L'enfoncement de l'U est fixé par la vis d'arrêt N (*fig.* 2). Cette roue est amenée à la position convenable au moyen de la vis de rappel F du guide D (*fig.* 3), puisque par cette vis on fait avancer ou reculer ce guide selon le besoin. On serre toutes les vis de pression, et l'on procède au taillage de l'U en faisant marcher de la main droite l'archet placé sur le cuivrot I (*fig.* 1), tandis que la main gauche soutient le char et le pousse doucement en haut sur sa coulisse, jusqu'à ce que la vis N (*fig.* 2) l'arrête, et que la fraise ne morde plus. On desserre quelques vis pour faire sauter au guide deux divisions ; on resserre les vis desserrées et l'on taille le second U, etc.

Lorsque l'on veut arrondir les colonnes, on enlève le char, que l'on remplace par la plaque *r* (*fig.* 1). Le bout de la fraise *a* affleurant le dessous des dents de la roue, que l'on maintient avec le doigt de la main gauche le fond appuyé contre la plaque *r*, et tandis que la main droite fait marcher l'archet du cuivrot I, le doigt de la main gauche, qui tient la roue appuyée à la plaque *r*, manœuvre cette roue de façon à ce que la fraise arrondisse la colonne dans le sens convenable.

Pour *adoucir* soit les colonnes, soit l'intérieur des U, on emploie le même procédé, sauf que la fraise-lime est remplacée par une fraise non trempée, sur laquelle on donne un coup de lime en long de temps en temps.

Pour ne pas surcharger les figures, on a omis de répéter dans la figure 2 quelques-uns des détails de la figure 3, et réciproquement.

Outil aux plans inclinés.

534. L'outil à former les plans inclinés est représenté figure 5 (*pl.* X). La roue s'ajuste sur un arbre sans cuivrot, et cet arbre se place entre les deux broches L P. La roue pénètre ainsi entre les deux mâchoires *a* et *c*, et elle appuie le plat de ses dents contre la mâchoire *a*, en faisant seulement déborder au-dessus des mâchoires toute la quantité de matière que l'on veut enlever pour former l'incliné. Le talon de la dent étant soutenu par le guide à ressort B C D (dont le bec s'avance entre les deux mâchoires jusqu'en *a*), et un doigt de la main gauche maintenant la roue appuyée au guide, on lime avec la main droite toute la matière qui excède au-dessus des mâchoires. La lime ne doit mordre qu'en allant en avant, et ne doit pas toucher à la roue en revenant en arrière.

Cela fait, on presse le talon du guide qui se relève en *a*, on fait tourner la roue d'une dent, on laisse redescendre le guide et l'on taille l'incliné suivant.

REMARQUES. — On fait correspondre la dent de la roue à une partie plus ou moins courbée des mâchoires en avançant ou en reculant le guide au moyen d'une vis de rappel. Elle n'est pas indiquée sur la figure pour ne pas la surcharger.

Le char E F, qui porte la roue, peut monter ou descendre par la vis J. Il en est de même de l'autre char à coulisse A, qui est mû par la vis K.

Il est presque inutile d'ajouter que lorsque chacun des organes a été amené à la position convenable, et que l'instrument est prêt à fonctionner, on serre fortement toutes les vis de pression.

On remarquera que l'extrémité de la mâchoire *a* se relève en crochet propre à retenir la lime, si par accident elle tendait à s'échapper.

Outil à limer plat les canons, etc.

535. Le cylindre étant placé entre les broches T et S (*fig.* 6, *pl.* X), on fait monter avec la vis V le manchon cylindrique d'acier trempé dur R (glissant à frottement sur S), et on l'amène a affleurer presque le bord du canon. Puis on lime le plat de ce canon avec une lime barette, dont les angles sont adoucis, jusqu'à ce que, portant partout sur la face du manchon, cette lime ne morde plus. On agit de même pour le polissage.

Dans la figure 7, le cylindre s'ajuste sur le petit mandrin *d* ; puis le manchon A enfilé sur B, on règle l'enfoncement de ce manchon avec l'écrou G.

L'outil (*fig.* 7) doit être pourvu d'une autre tige semblable à B, sauf qu'elle est terminée par une petite pince à vis dans laquelle on assujétit le tampon par la queue ou tigeron. Le manchon enfilé sur la tige et descendu de sorte à laisser légèrement déborder le tampon, on lime et on polit la face de ce dernier.

Compas de réduction.

336. Ce compas, très utile pour réduire, dans un rapport donné, les dimensions d'un dessin, se compose de deux branches égales et terminées en pointes *cb*, *dg* (*fig.* 8, *pl.* X), que l'on réunit à tel point que l'on veut des divisions marquées sur leur longueur, pourvu toutefois que $a\,c = a\,d$ et $a\,g = a\,b$. Supposons, par exemple, qu'on veuille réduire un dessin au cinquième: on place le centre *a* de façon que la longueur *c a* soit à *b a* comme 5 est à 1. La distance *g b*, quelle que soit l'ouverture du compas, est toujours égale alors à un cinquième de la distance *c d*.

Diviser une ligne droite en parties égales.

337. Un papier à dessin étant assujéti sur une planchette bien plane, on tire la ligne MN (*fig.* 9, *pl.* X); puis, avec une assez grande ouverture de compas (ou plutôt une règle métrique), on porte sur cette ligne MN, et en partant de N, autant de parties égales qu'on en veut avoir sur la ligne métallique à diviser. Soit M la dernière division. Avec une ouverture de compas égale à NM et du centre N, on décrit l'arc de cercle *p v*, puis, du centre M, l'arc de cercle *r s*. On joint par des lignes le point d'intersection O au point N et au point M.

Soit *a c* la ligne que l'on veut diviser en parties égales : on la fait descendre jusqu'à ce que ses deux extrémités *a* et *c*, tout en affleurant les lignes MO, NO, soient à une égale distance du centre O ; chose facile à obtenir avec le secours d'un compas dont une branche est posée en O. Cette position trouvée, on assujétit alors en place et par un moyen quelconque la plaque portant la ligne *a c ;* puis on fixe au centre O, par une fine épingle enfoncée dans le plan, la règle de laiton R, qui tourne alors sur ce point O, où l'épingle lui sert de pivot. Il ne reste plus qu'à tirer ensuite, au moyen de cette règle et d'une pointe délicate, les lignes O *k*, O *b*, O *d*, O *e*, etc. La ligne *a c* se trouve alors divisée en autant de parties égales qu'en contient la ligne M N ; et les petites divisions ont d'autant plus de justesse, que la longueur choisie pour l'unité des grandes divisions est plus considérable.

Tracer une épicycloïde par des points.

338. Soit ACB (*fig.* 10, *pl.* X) le cercle primitif de la roue, et D le cercle générateur. On tire la ligne E *g* O passant par le premier point de contact et par le centre du cercle générateur. On divise au compas un arc, comme *g* C (un peu plus grand que la largeur d'une dent), en parties égales 1, 2, 3, 4, etc. L'on tire par ces différents points 1, 2, etc., et du point E, centre de la roue, les lignes 1 *m*, 2 *n*, etc. ; puis du centre E on décrit l'arc de cercle OR passant par le centre du générateur. Chacun des points d'intersection de l'arc OR et des lignes 1, 2, 3, etc. , devient le centre d'un nouveau générateur que l'on trace.

On prend au compas bien exactement la distance *g* 1, que du point 1 pour centre, on porte sur le générateur 1', sur lequel on marque un point. On pose la pointe du compas au point 2, et l'on porte deux ouvertures du compas sur le générateur 2'. On y marque un point. On pose la pointe du compas au point 3, et l'on porte trois longueurs sur le générateur 3', sur lequel on marque un point, et ainsi de suite.

La ligne courbe *g d*, qu'on fera passer par les différents points obtenus successivement, sera l'épicycloïde cherchée.

REMARQUES. L'ouverture du compas qui sert à diviser l'arc *g* C en parties égales doit être aussi petite qu'il est possible, c'est-à-dire juste assez grande pour qu'on puisse opérer sans trop de difficulté. Le peu d'étendue de l'unité

de division permet, et sans erreur sensible, de considérer le petit arc intercepté entre les pointes du compas comme une portion de ligne droite.

Le compas doit être léger et avoir ses deux pointes fines. Il ne faut pas l'enlever à chaque mesure, mais le faire tourner sur une de ses pointes.

Tracer l'épicycloïde à la roulette.

339. Le cercle A (*fig.* 11, *pl.* X) est une portion du cercle primitif de la roue découpée en bois, et dont le contour doit être parfaitement net. On forme sur le tour le disque en bois B de la grandeur du cercle générateur. Un ruban mince *c d*, non susceptible d'allongement, se fixe par une extrémité à la roue, et par l'autre extrémité au cercle générateur. Une pointe *o*, dont l'angle vif doit être à fleur du cercle B, est disposée de façon à déborder légèrement au revers de ce cercle, c'est-à-dire par-dessous.

L'appareil ainsi disposé se place sur un papier à dessin étendu sur un plan, sur lequel on assujétit fortement la portion de roue A, qui doit rester immobile. Puis on fait passer sur les tiges M et N (*fig.* 12), représentant par-dessus les axes des deux roues, le cordon tendu *g h*, à l'effet d'empêcher les centres de s'écarter.

Le ruban étant tendu très fortement et la pointe traçante *o* étant placée sur la ligne des centres (*fig.* 12), on fait tourner le cercle B vers la droite et en pressant légèrement sur le plan de ce cercle. La pointe *o* trace alors sur le papier une épicycloïde d'une suffisante netteté quand l'opération a été préparée avec soin et qu'elle est conduite avec intelligence. On a sans doute compris que le ruban doit être aussi mince que possible, parce qu'en s'enroulant autour du cercle, ce ruban ajoute sa propre épaisseur au diamètre de ce cercle.

340. La cycloïde se décrit par les mêmes procédés, sauf que le cercle A est remplacé par une règle droite.

NOMS ET RESIDENCES

DES

PREMIERS SOUSCRIPTEURS (HORLOGERS)

AU TRAITÉ DES ÉCHAPPEMENTS

(Abonnements de Paris.)

MM.
Amouroux, rue Harlay-Dauphine, 23.
Almin, repassseur, r. Neuve-des-Petits-Champs, 17.
André, rue des Bons-Enfants, 10.
Armand, boulevart Monmartre, 22.
Angles (J.), r. Grenelle-St-Honoré, 7.
Arnaut, fab. d'horl., r St Honoré, 285.
Bréguet, chev. de la Légion-d'Honneur, membre du bureau des longitudes, méd. d'or 1834-44, quai de l'Horloge.
Barral et fils, Pal.-Royal, g. Montp., 18.
Bailleul, rue Mazarine, 41.
Bienaimé, Palais-Royal, 18.
Bourdin, médailles aux exposit. de Paris et de la Societé d'enc., r. de la Paix, 28.
Blanchon, rue Coquillière, 42.

MM.
Boissieux, rue Chilpéric, 10.
Brisbart, montres de Paris, nouv. calibre, méd. bronze, exp. de 1849, r. Rivoli, 57.
Bernat, de Rodez, rue de Trévise, 10.
Bernage, Palais-Royal, 35.
Bouyssonnade, rue Richelieu, 5.
Borsendorf, auteur du recueil intitulé *La Loupe*, rue de Vannes, 1.
Bertrand (Léon), rue Richelieu, 15.
Brémond, mais. Bourdin, r. de la Paix, 28.
Boillat, place Louvois, 9.
Blondeau (Apollodore), rue Croix-des-Petits-Champs, 2.
Bachelier, de Rozoy.
Boussard, rue de la Victoire, 88.
Boucheron, rue Rambuteau, 59.

MM.
Berranger, rue du Temple, 71.
Beauvivier, rue Saint-Honoré, 156.
Bonnet, Batignolles.
Broca (Z.), de Vic-Fézensac.
Bachelard, rue Sainte-Anne, 67.
Bourgeois (A.), de Grenoble.
Charpentier, successeur de M. C. Oudin, horloger de l'impér., Palais-Royal, 52.
Callier (Bernard), six brevets (s. g. d. g.), France et Angleterre, ment. honor. exp. 1844, mais. Lépine, p. des Victoires.
Chlègle, repass. des mais. Deut, de Londres, et Lepaute, de Paris, r. Croix-des-Petits-Champs, 33.
Couet, place Dauphine, 24.
Charleux, passage du Havre, 41.
Crochard, rue Dauphine, 33.
Cahouët, rue Contrescarpe-Dauphine, 8.
Chariot, rue de La Réale, 3.
Colbrant, de Boulogne, r. de Trévise, 10.
Cailleux, Batignolles.
Champion, r. N.-des-Petit.-Champs, 19.
Cousin, rue des Bons-Enfants, 19.
Collon, maison Robert, boul. St-Denis, 19.
Chavin, de Grenoble.
Cazal, rue des Bons-Enfants, 32.
Chaudé, succ. de Rieussec, Pal.-Royal, galerie Montpensier, 35.
Dubois (Pierre), auteur de l'*Histoire de l'horlogerie*, de la *Tribune chronométrique*, etc., faubourg Poissonnière, 13.
Damiron, r. Croix-des-Petits-Champs, 33.
Delmas, ancien président de la Société chronométrique, rue de Trévise, 10.
Décherat, de Poitiers.
Detouche, membre de la Lég.-d'Honneur, méd. d'arg., exp. 1849, méd. de prix, Londres 1851, rue Saint-Martin, 228.
Dérélo, rue Croix-des-Petits Champs, 7.
Dumas, de la Souterraine.
Deshayes (Fulgence), rue du Bouloi, 22.
Durrieux, rue Vivienne, 19.
Delannay, r. N.-des-Petits-Champs, 19.
Du Tremblay, à Levallois.
Dussault, méd. de bronze exposit. 1844, passage Choiseul, 15.
Diquet (maison Bourdin et Dussault), rue Chabannais, 7.
Delangle (G.), Batignolles.
Deldevez fils, faub. Saint-Martin, 116.
Duprey (E.), Batignolles.
Dezozier, r. St-Germain-l'Auxerrois, 87.
Durriez (V.), rue Lafayette, 67.
Devrine, cour des Fontaines, 6.
Dieutegard, rue de Bourgogne, 30.
Echinard, rue Vivienne, 19.
Elsingre (Louis), représent. de la maison Le Roy, à Londres, Regent street.
Elsingre (Adol.), de Manille (Indes orient.).
Elsingre (Aug.), o. des mais. Delolme, de Londres, Leroy, de Paris, r. Rich., 28 *b*.
Equer fils (Félix), r. Gren.-St-Germ. 60.
Escabasse, rue des Bons-Enfants, 13.
Edy, rue des Beaux-Arts, 17.
Fesche (J.), Argenteuil, Gr.-Rue, 85.
Fehrembach (E.), repasseur de la maison C. Oudin, rue de Ponthieu, 15.
Ferrier, breveté (s. g. d. g.) pour nouveau calibre, boul. Montmartre, 22.
Fillion (E.), rue du Havre, 16.
Ficquemont (Emile), rue de Rivoli, 63.
Fèvre, r. Croix-des-Petits-Champs, 22.
François, d'Auxerre.
Fiancette, r. Neuve-des-Petits-Champs, 5.
Fernbach (Raymond), r. St-Antoine, 83.
Golay-Leresche, fab. d'horl. de Genève
Gabriel (P.-C.), rue Quincampoix, 62.
Godefroy, place des Vosges, 15.
Gindraux, horl. pierriste, r. Villedo, 5.
Gentil, faubourg Saint-Martin, 50.
Gauvin, rue de Bourgogne, 6.
Guéton, Tournon-sur-Rhône.
Guilmet aîné, faub. Saint-Martin, 103.
Garnier (L.), *id.*
Girard (Marcel), aux Thernes.
Grandin (V.), boul. Saint-Martin, 53.
Goulet, horloger en chambre, rue Neuve-des-Petits-Champs, 19.
Houdin (J.-F.), méd. d'argent 1844-49, méd. de prix, Londres, 1851, faubourg Saint-Martin, 3.
Hautecloque, rue Taranne, 6.
Hellouy, maison Lepaute, r. Rivoli, 116.
Hudry, rue Saint-Martin, 287.
Ingold fils, rue aux Ours, 13.
Jarossay, fabr. d'horl., plusieurs brevets (s. g. d. g.), cour des Fontaines, 6.
Jarrié (A.) (maison Le Roy et fils), rue Lamare, 5, aux Thernes.
Jourdain, rue du Haut-Moulin, 10.
Joosten, rue Boucher, 12.
Jobard frères, de Mâcon.
Le Roy (L.-C.), memb. de la Lég.-d'hon., adj. au maire du 1er arr., av. d'Antin, 37.
Laumain, méd., exp. de 1849, délégué de la ville de Paris à l'exp. de Londres, 1851, rue du Jardinet, 11.
Lépine, ancien horl. du roi, p. d. Victoires.
Le Roy et fils, anciens horl du roi, méd. expositions de Paris et de Londres, gal. Montpensier, 13 et 14, Palais-Royal.
Lepaute, jeune (Gab. Lepaute), fils de P.-B. Lepaute, l'un des auteurs des horl. des Tuileries, de l'Hôtel-de-Ville, des Invalides, etc., etc., r. Marc.-St-Honoré, 6.
Lafon, de Périgueux.
Langlois, rue Charonne.
Ledru, quai de la Mégisserie, 60.
Legendre fils, quai Lepelletier, 4.
Lefourneau (É.) r. St-André-d.-Arts, 58.

MM.
Lefort, Londres.
Lelièvre, rue Montmartre, 49.
Legeay, de Saint-Germain.
Laïdet, rue Notre-Dame-Bonne-Nouv., 2.
Legrand, de Chevreuse.
Lebrun, rue Villedo, 5.
Lambelin, rue Mandar, 1.
Louis (Ch.), mais. Robert, b. St-Denis, 19.
Legrand, de Genève.
Martin frères, fabricants d'horl. à Saint-Nicolas-d'Aliermont.
Millas, rue des Deux-Ecus, 25.
Mangis, rue Pagevin, 10.
Millière, rue des Grands-Augustins, 26.
Manginot, Versailles, rue Royale, 20.
Magnin, fab. d'horl., rue Coq-Héron, 8.
Massy, faubourg Saint-Honoré, 88.
Mildé, rue du Dauphin, 5.
Mabire, horl. en chambre, rue de Cléry, 8.
Mahieu, rue Saint-Honoré, 156.
Mollet, *id.*
Monvel, rue Madame, 9.
Morel aîné, de Pontoise.
Mouilleron, place Dauphine, 16.
Mancel, rue Saint-Martin, 309.
Mabille (F.), élève de Delépine, rue Grenelle-Saint-Germain, 59.
Oudin (Ch.), horloger de l'impératrice, Palais-Royal, 52.
Olivier (J.), maison Detouche, rue Saint-Martin, 228,
Oudin (J.), boul. Saint-Martin, 55.
Oliverie, de Genève.
Parent, constructeur d'échappements de choix, rue de la Monnaie, 7.
Pierret, ment. honorable, expos. de 1849, et à Londres 1851, r. d. Bons-Enf., 21.
Prugnières, fab. d'horl. de Genève.
Paumier (C.), rue du Bac, 131,
Pescheloche, d'Epernay, inventeur du compensateur de la force motrice.
Proust, successeur de Léon Vallet, rue Neuve-Bourg-l'Abbé, 2.
Postansque, Belleville, rue des Moulins, 27.
Poitevin, fab. d'horl., rue Vivienne, 22.
Pillard, Palais-Royal, 52.
Perrée (Alexandre), élève de la fabrique de Paris, boul. Saint-Denis, 9 *bis*.
Pouget, rue Fontaine-Molière, 31.
Peury (J.), rue de la Victoire, 75.
Pion, rue Saint Denis, 298.
Philippe (Léon), quai Pelletier, 8.

MM.
Ponserry, rue Bréda, 19.
Peyroulx, rue Saint-Antoine, 205.
Robert (Henri), memb. de la Lég.-d'Honn., horl. de la marine, anc. horl. de la reine, méd. d'or exposit. de 1844-49; Société d'encour., 1846, etc., r. Chabannais, 2.
Rédier, méd. de br. exposit. 1844-49; méd. de prix, Londres; six br. (s. g. d. g.), pour inventions div., p. du Châtelet, 2.
Raby, horl. de l'empereur, méd. aux exp. de 1834-39-44-49, boulev. Italiens, 17.
Robert-Houdin (E.), rue Montmartre, 49.
Robadey, rue Castellane, 13.
Rozé, horl. méc., élève de Perrelet, ment. honorable 1844, quai des Ormes, 2.
Roiffé, rue du Marché-St-Honoré, 1.
Rémond (L), rue des Vieux-Augustins, 18.
Robert, doreur spécial pour l'horlogerie, rue des Vielles-Etuves-St-Honoré, 9.
Révillon (Frank), de Genève.
Roussanne, rue Grenétat, 32.
Renard (A.), rue Saint-Martin, 298.
Robert, rue du Temple, 175.
Rogéron, Montrouge, Ch.-du-Maine, 71.
Rousseau, rue Caumartin, 44.
Reclus, rue Lepelletier, 7.
Sapin, rue Bourbon-Villeneuve, 2.
Schafer,, r. Croix-des-Petits-Champs, 33.
Schultz, Palais-Royal, 52.
Sornin aîné, horloger en chambre, rue de la Grande-Truanderie, 57.
Sornin jeune (m. Leroy), r. Chilpéric, 10.
Simon (Théodore), Londres.
Sandoz, h. fend. de roues, p. Dauphine, 1.
Sandoz (L.), de Genève.
Slenne, p. du Vieux-Marché-St-Martin, 6.
Souteyrand, r. Croix-d.-Petits-Champs, 7.
Thibault, rue de Buci, 27.
Tardy (m. Detouche), r. Poissonnière, 15.
Trotin, rue du Havre, 16.
Thuilier, d'Amiens.
Tartarin (Ed.), nouveau système de réveil, faubourg Saint-Honoré, 24.
Winnerl, chev. de la Lég.-d'Hon., horl. de la marine, méd. d'or 1837, et expositions 1839-44, av. de l'Observatoire, 43.
Wagner, inv. brév. (s. g. d. g.) d'un compteur photog., exp. 1844, r. Temple, 154.
Vélu, rue Saint-Honoré, 276.
Vuitel, rue du Pont-de-Lodi, 6.
Vermorel, rue Taitbout, 30.
Viel, petit-fils de Robin, rue Lacépède, 21.

La liste ci-dessus ne comprend, comme on le voit, que des horlogers; nous avons jugé inutile de la grossir des cent cinquante noms, environ, des libraires ou commissionnaires qui ont fait prendre un ou plusieurs exemplaires de cet ouvrage, exemplaires destinés, pour la plupart, à des horlogers de province, mais dont les noms ne nous ont pas été communiqués.

PARIS. — Impr. LACOUR ET Cᵉ, rue Soufflot, 16

pl. 410

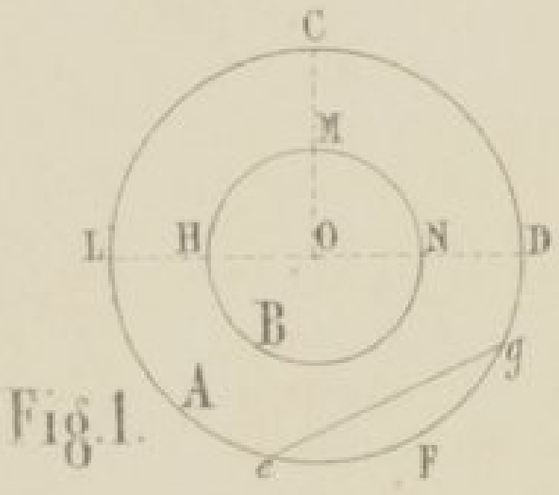


Fig. 1.

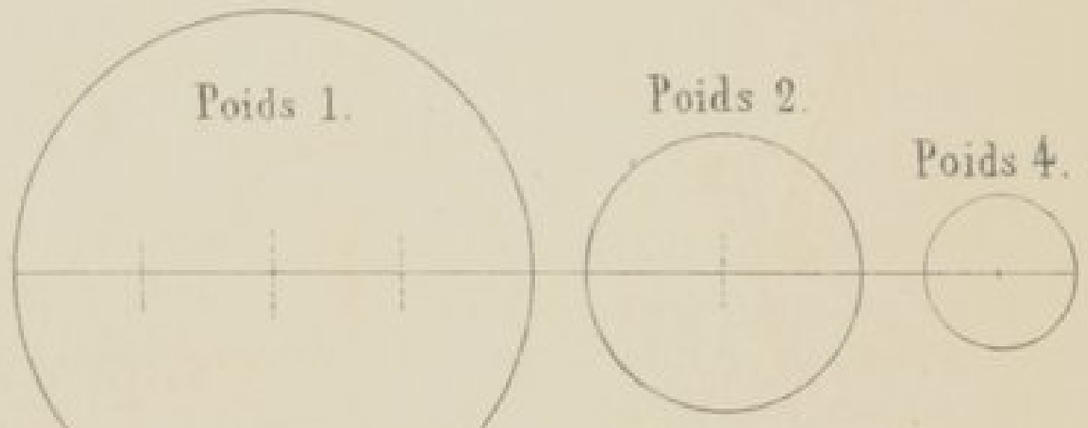


Fig. 2.

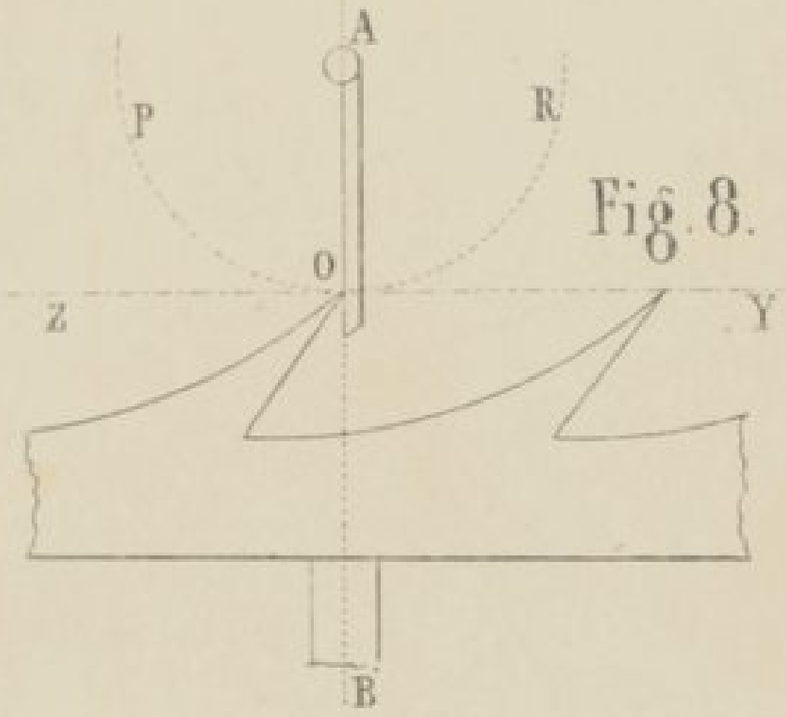


Fig. 8.

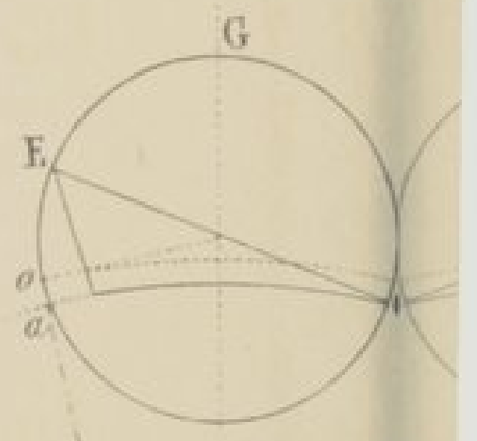


Fig. 9.

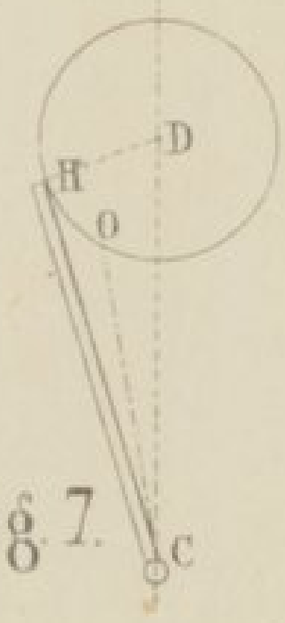


Fig. 7.

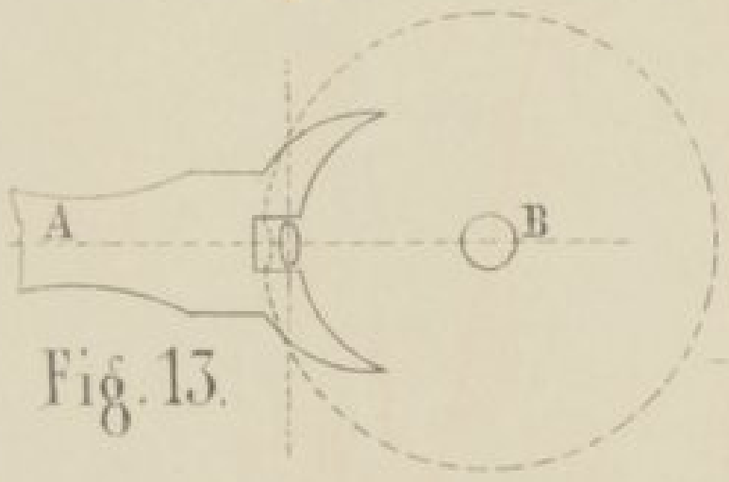


Fig. 13.

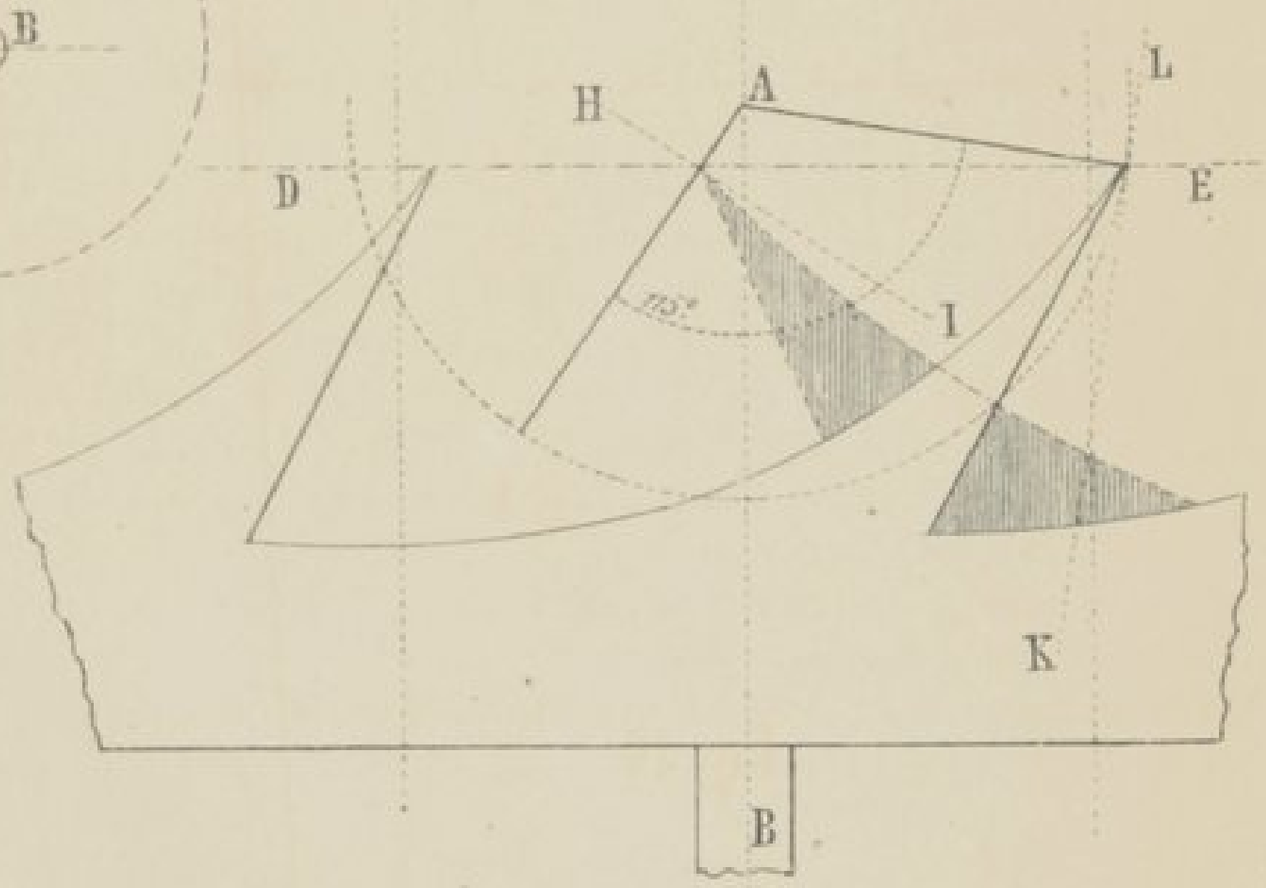


Fig. 18.

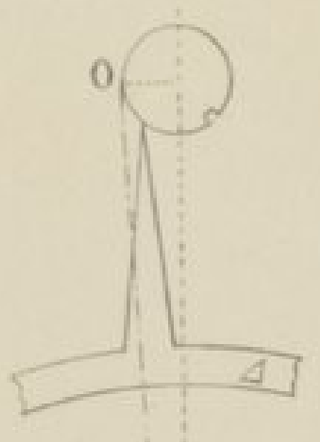


Fig. 10.

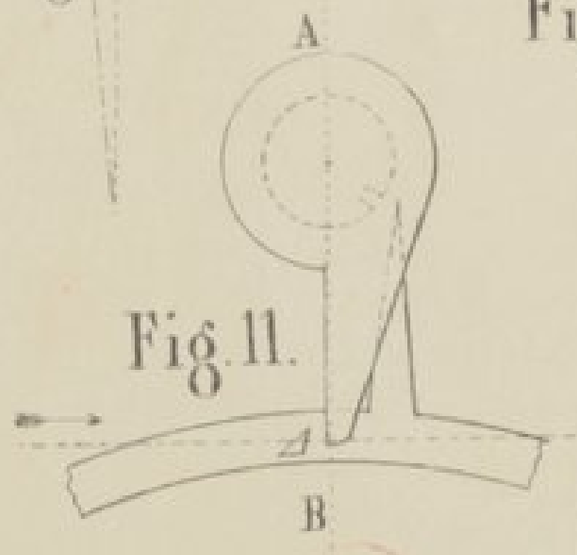


Fig. 11.

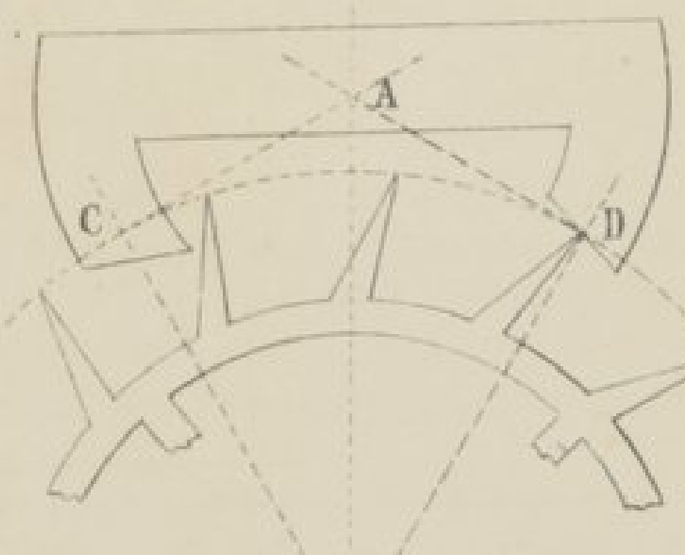


Fig. 12.



Fig. 11.

C. Saunier del.

Planche I. 10

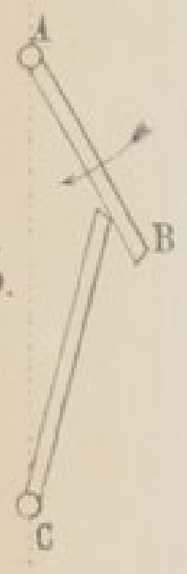


Fig. 3.



Fig. 4.

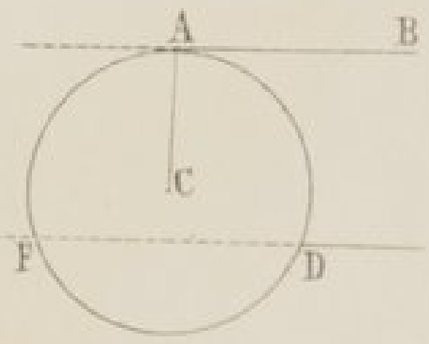


Fig. 5.

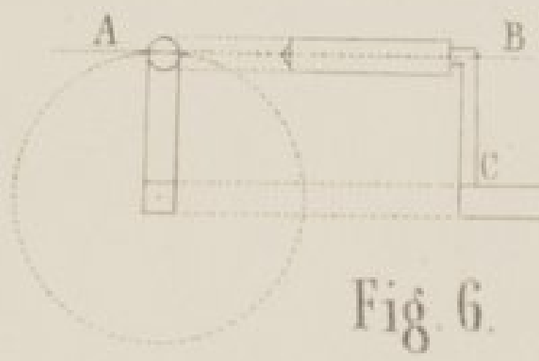


Fig. 6.

Fig. 17.

Fig. 19.

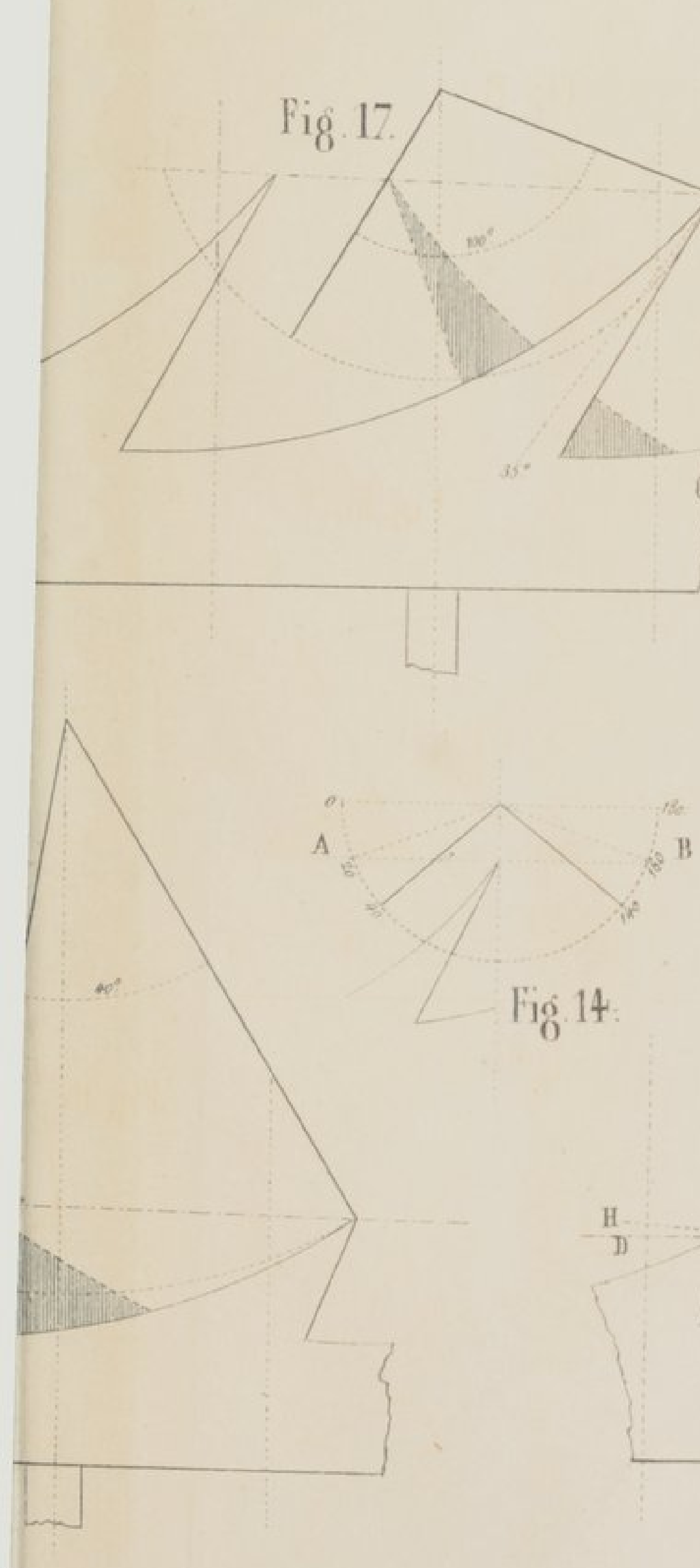


Fig. 14.

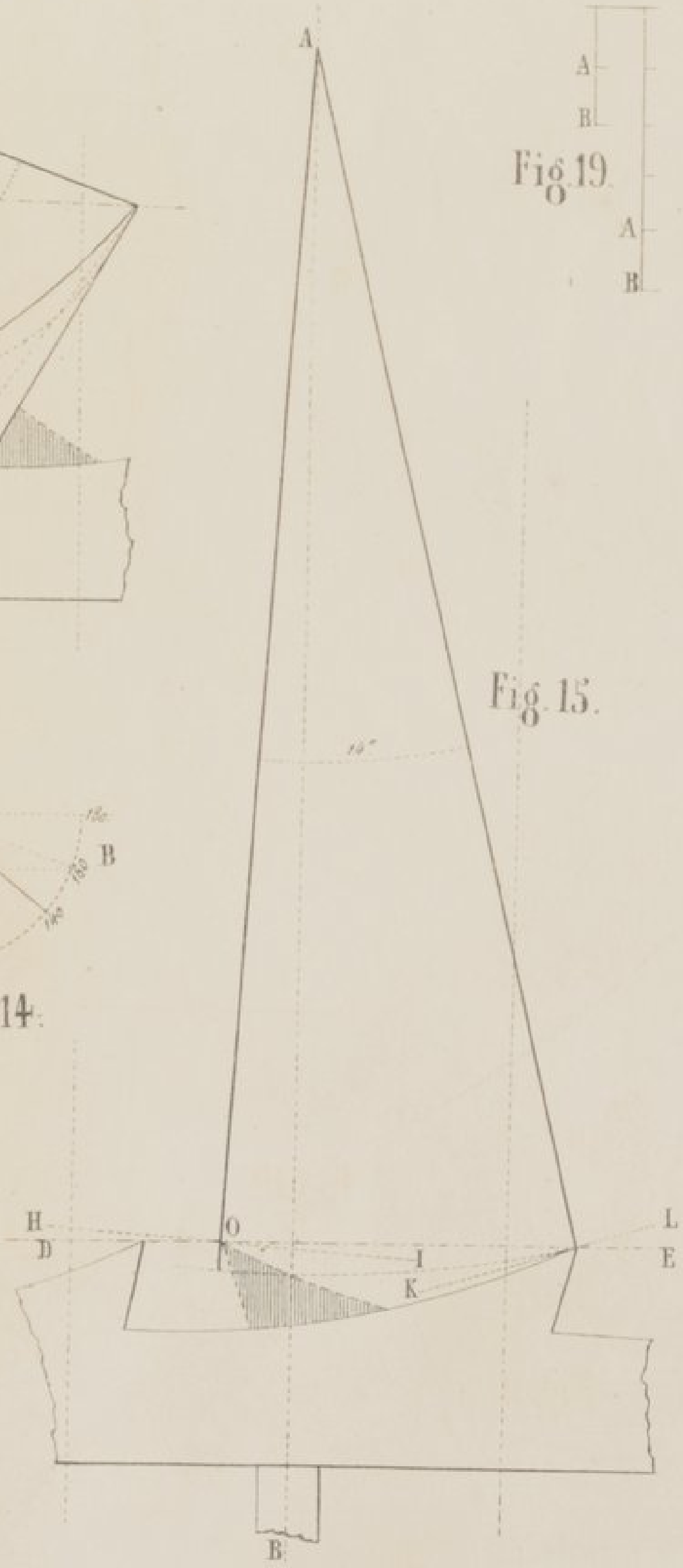


Fig. 15.

Paris, Lith. J^es Grenou, r. S^t André des Arts 55

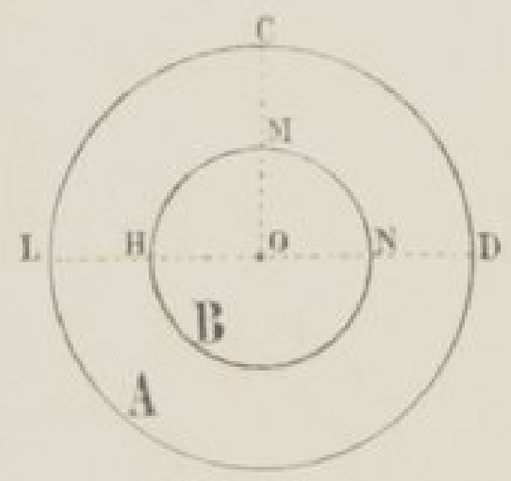


Fig. 1.

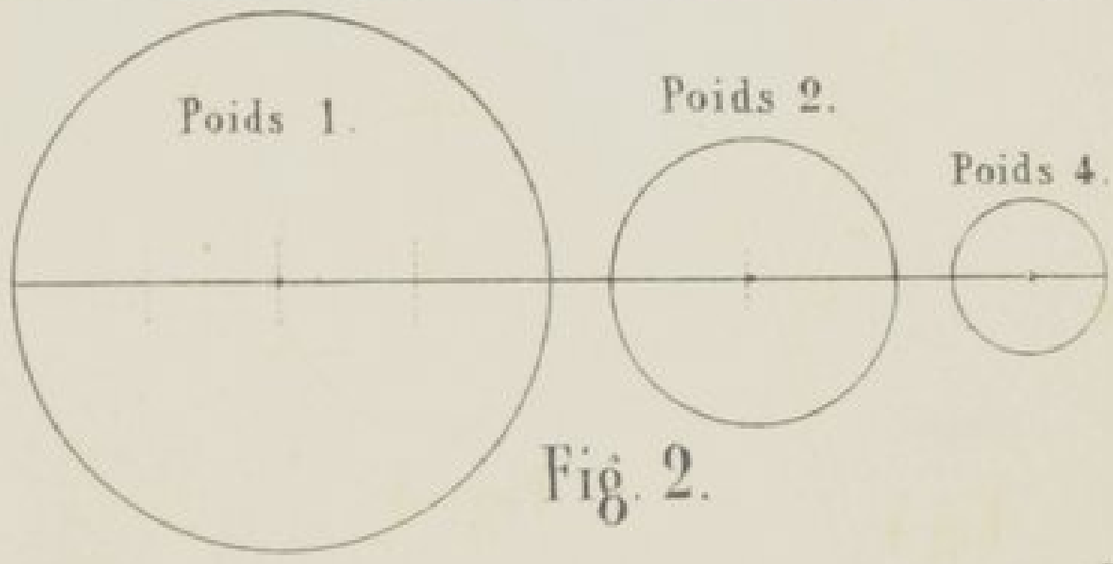


Fig. 2.

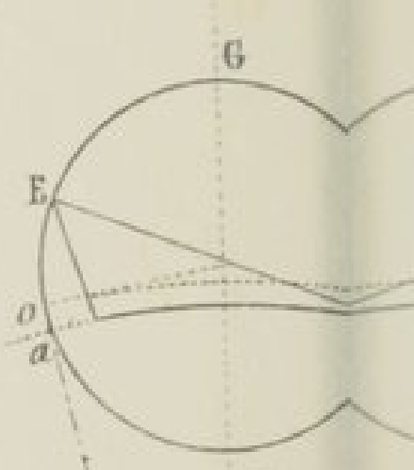


Fig. 3.

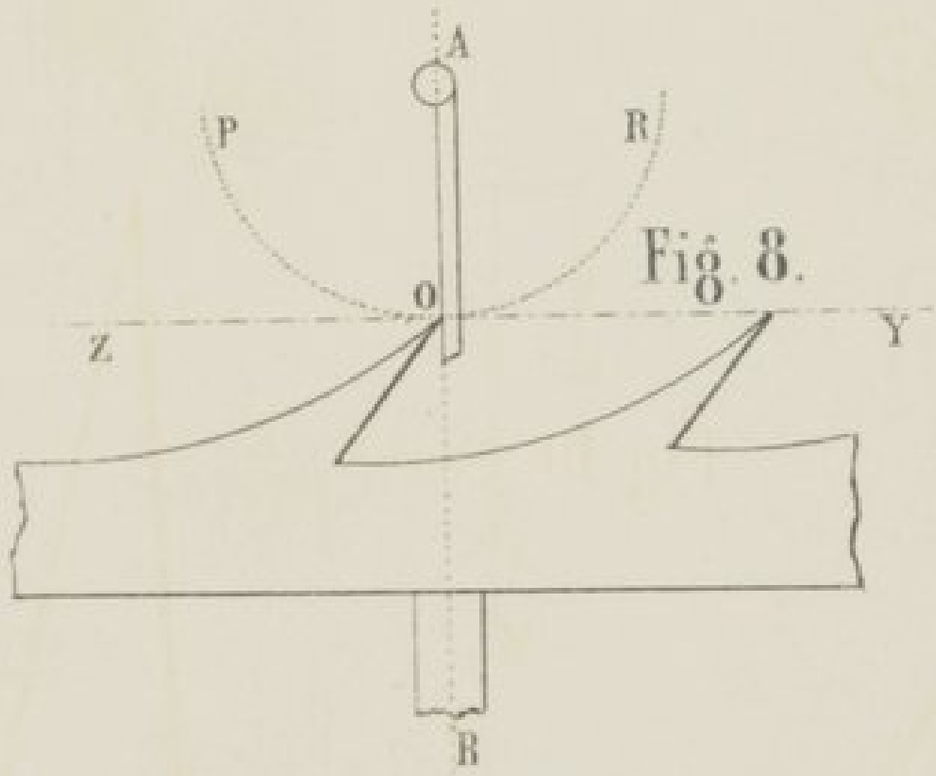


Fig. 8.

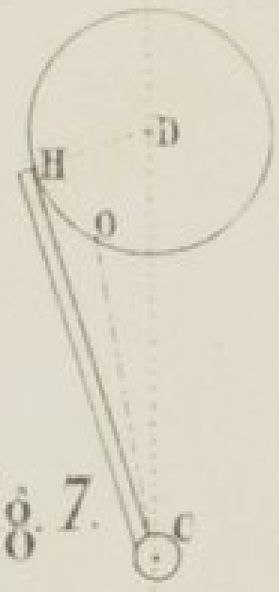


Fig. 7.

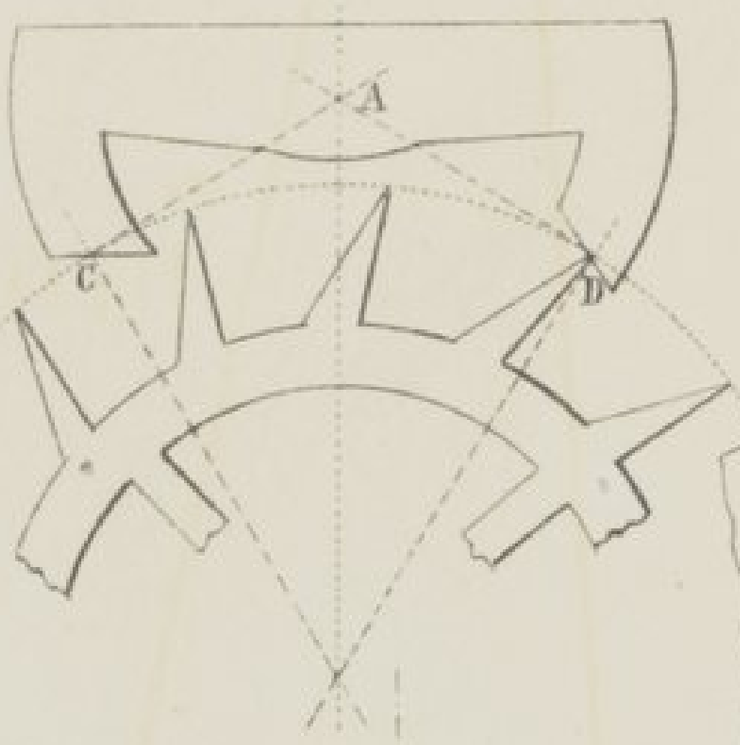


Fig. 12.

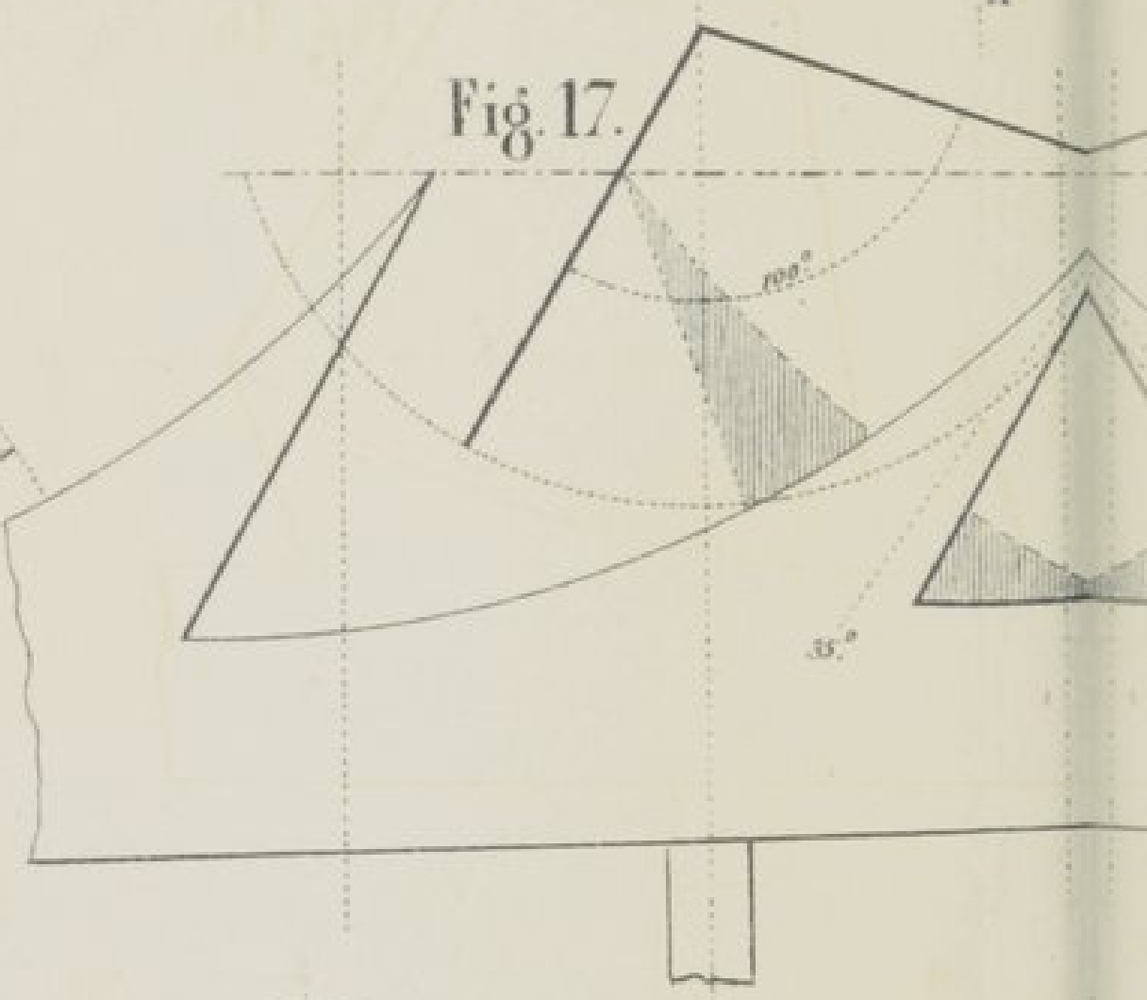


Fig. 17.

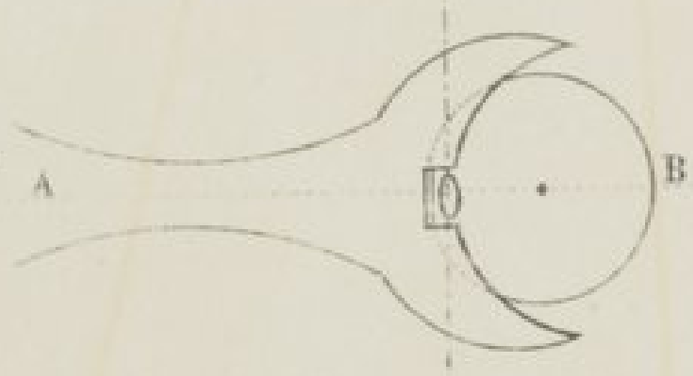


Fig. 13.

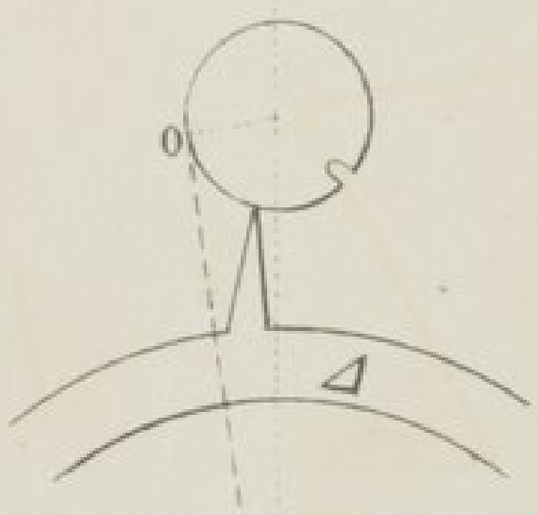


Fig. 10.

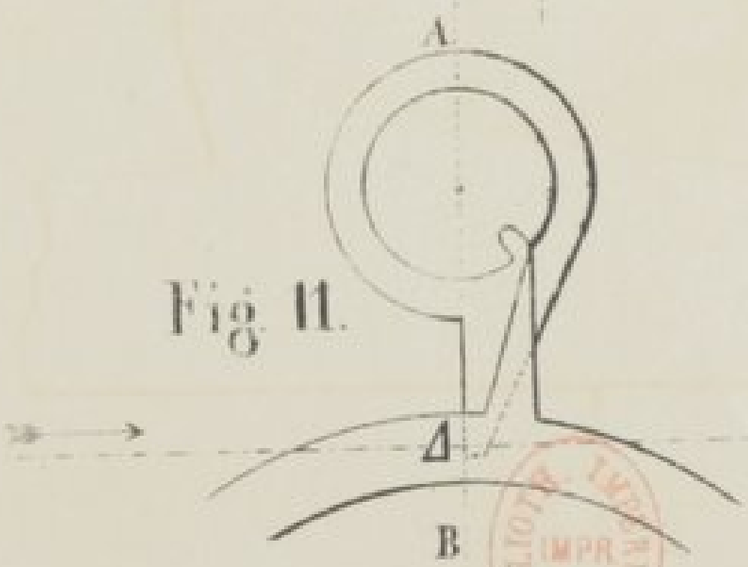


Fig. 11.

BIBLIOTECA IMPRIMATA

C Savoie del.

Planche 1.

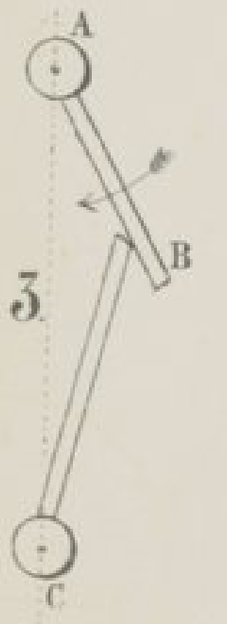


Fig. 3.



Fig. 4.

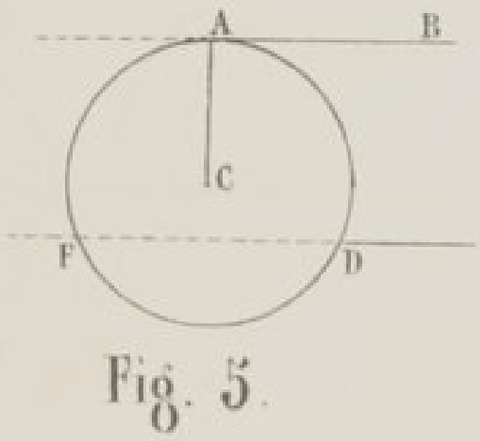


Fig. 5.

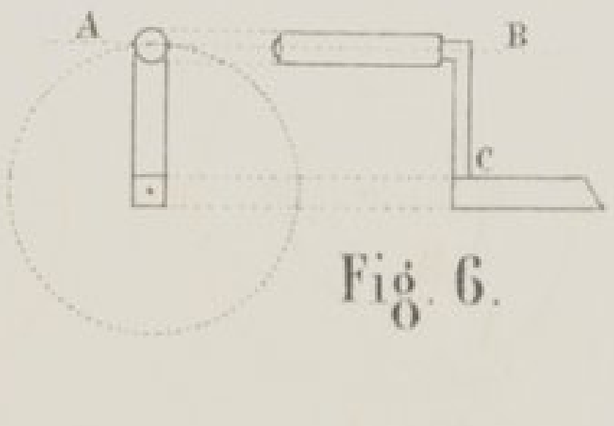


Fig. 6.

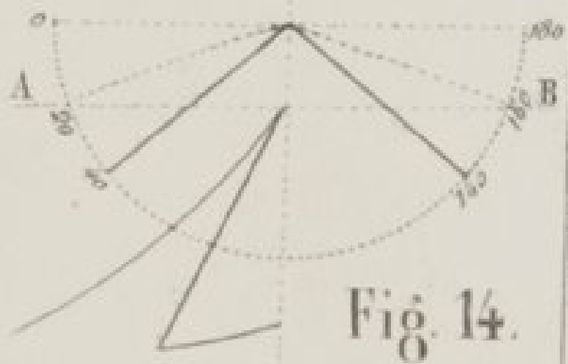


Fig. 14.

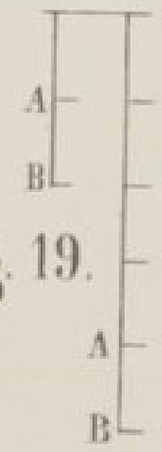


Fig. 19.

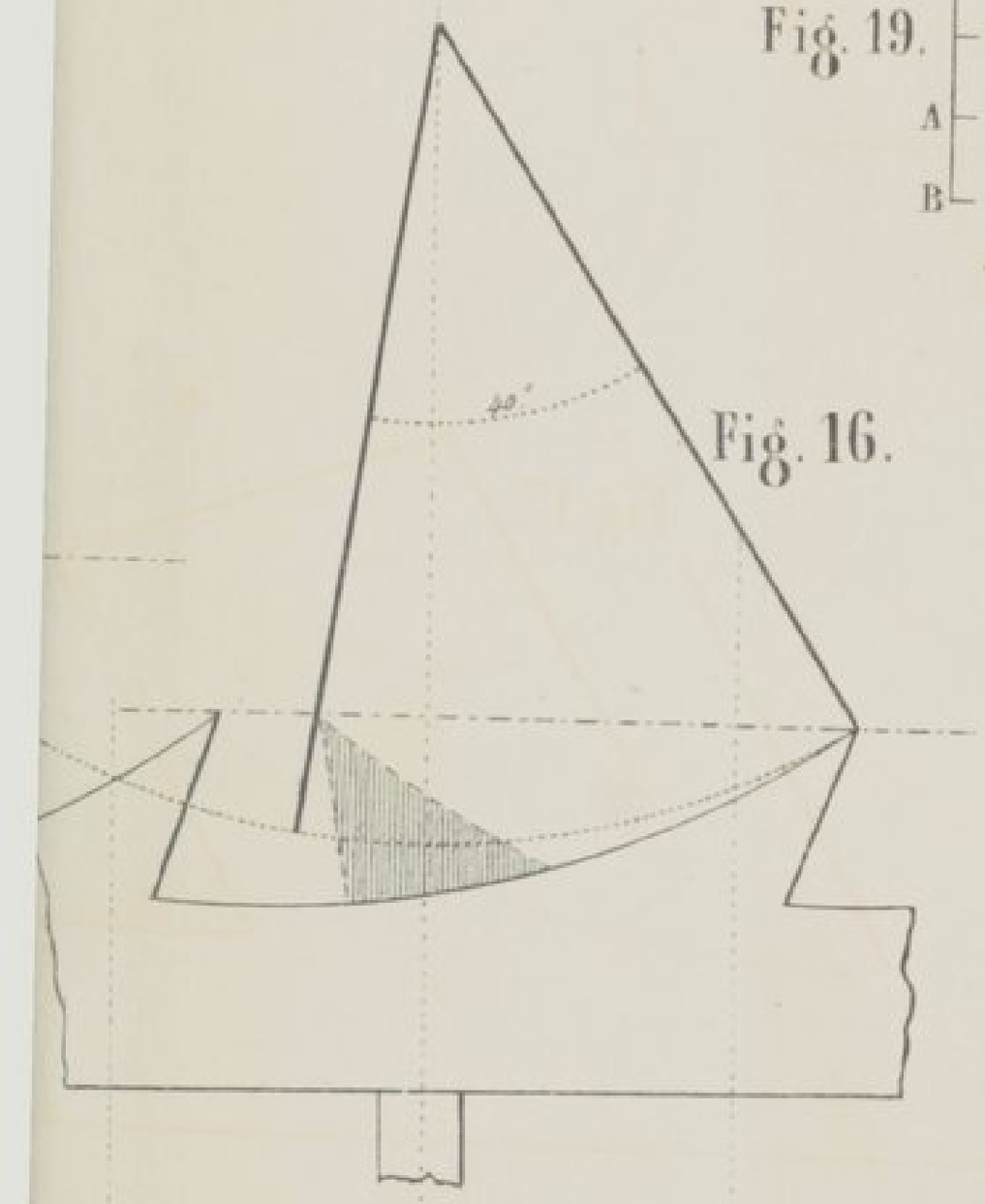


Fig. 16.

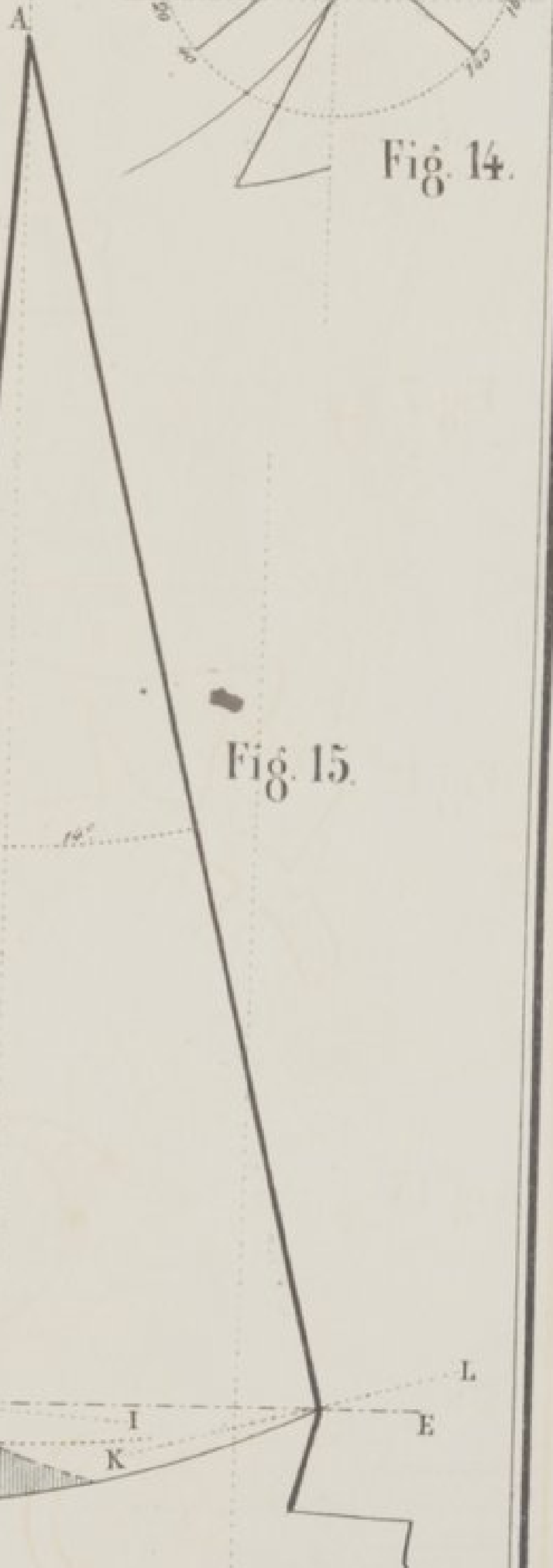


Fig. 15.

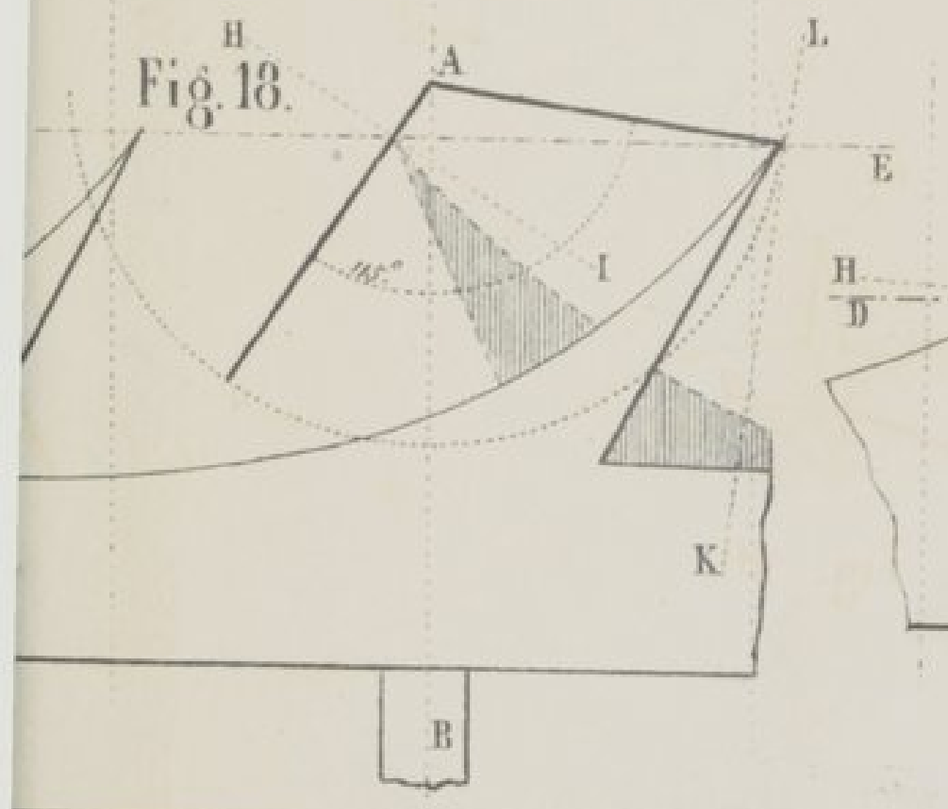
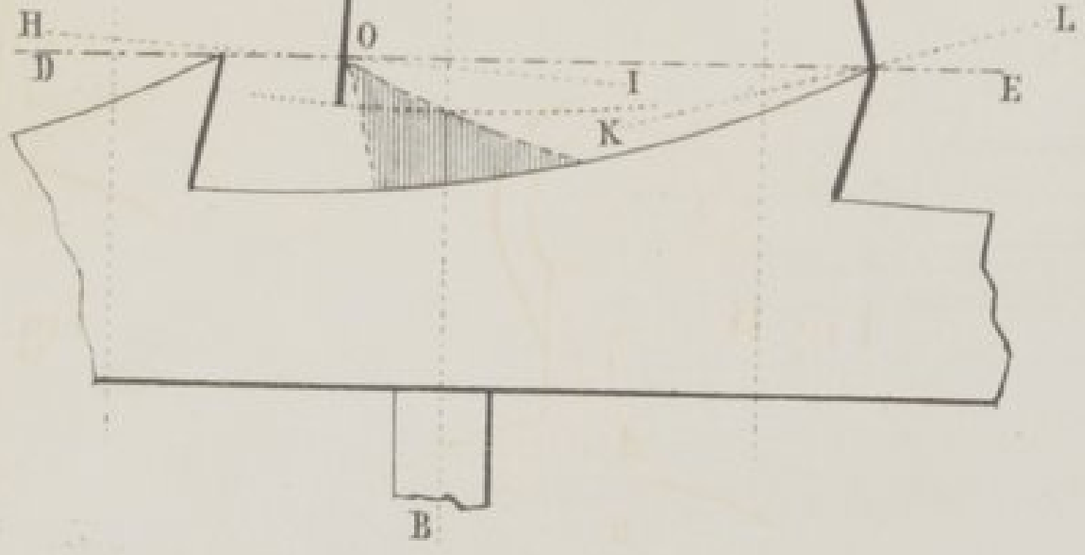


Fig. 18.



Paris. Lith. J.ne Grenon, r. St André des Arts, 53.

Fig. 1.

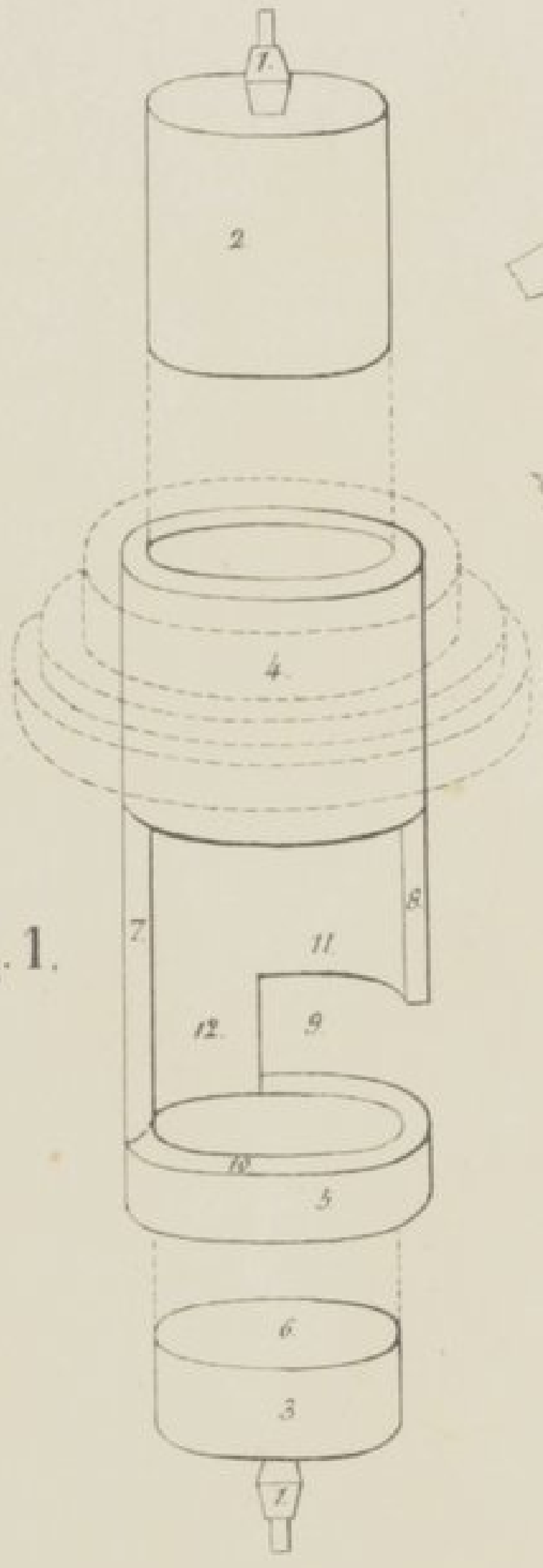


Fig. 2.

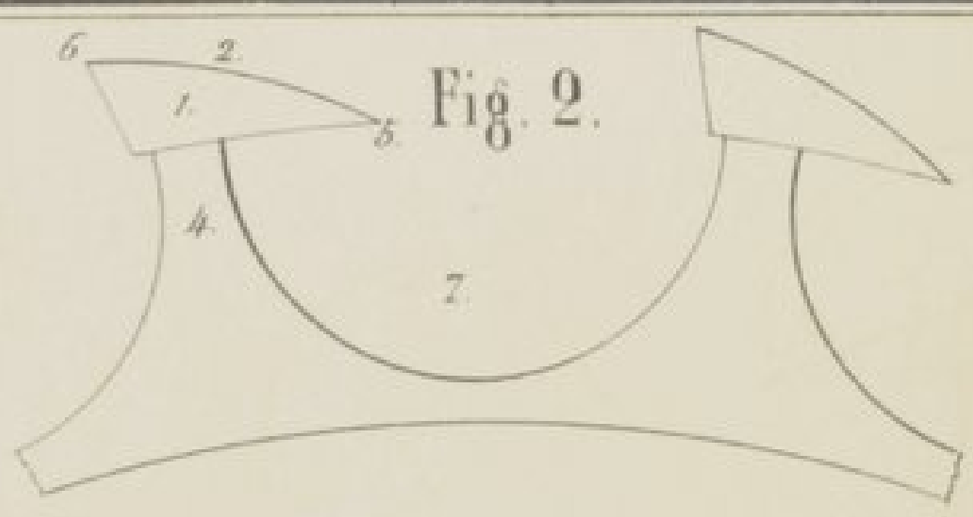
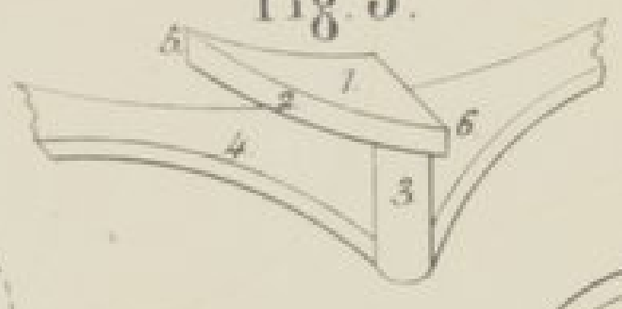


Fig. 3.



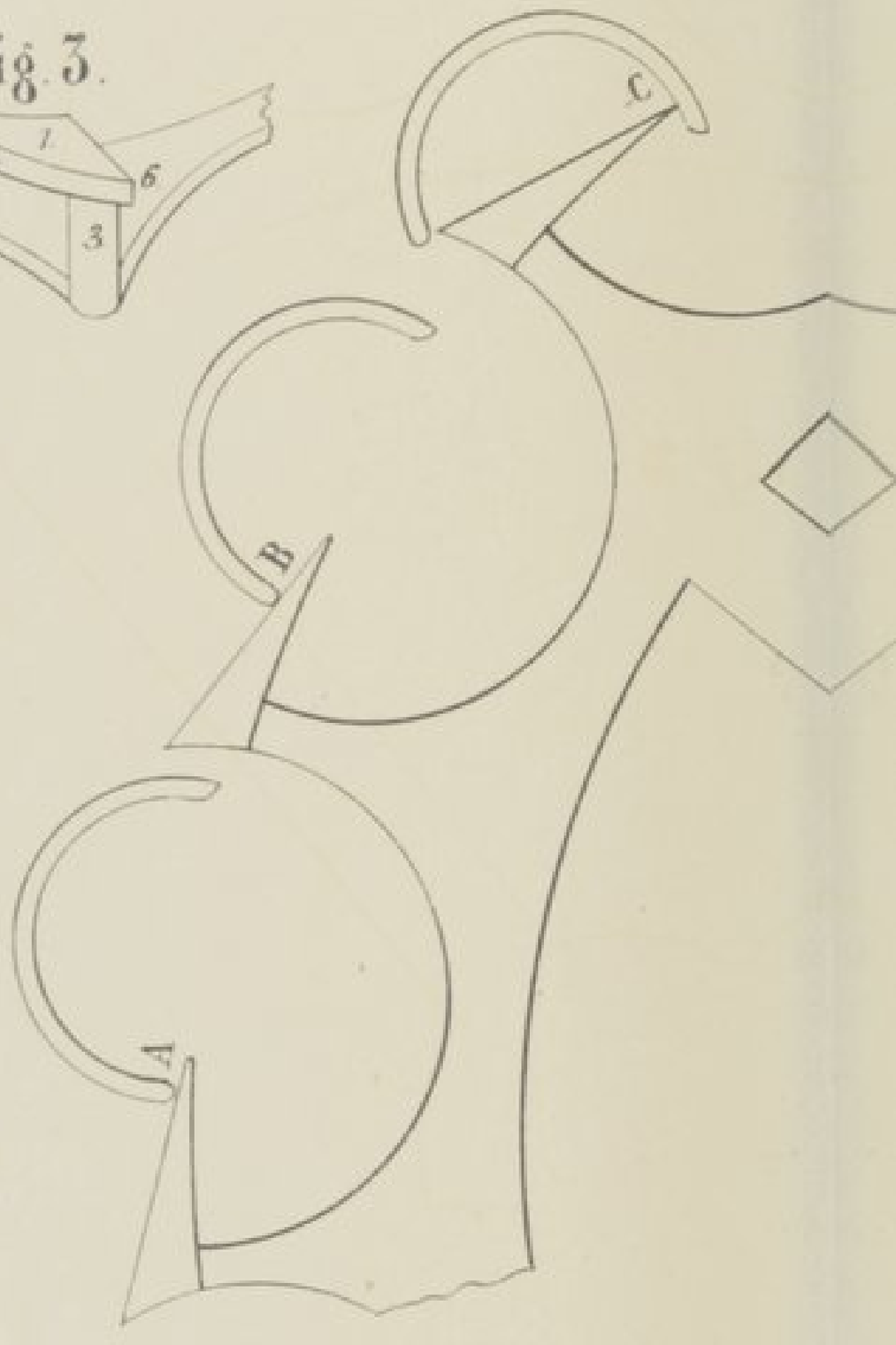


Fig. 8.

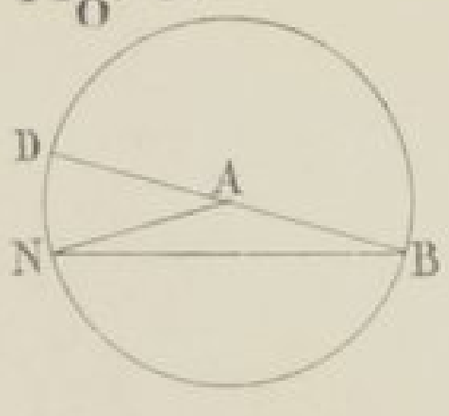
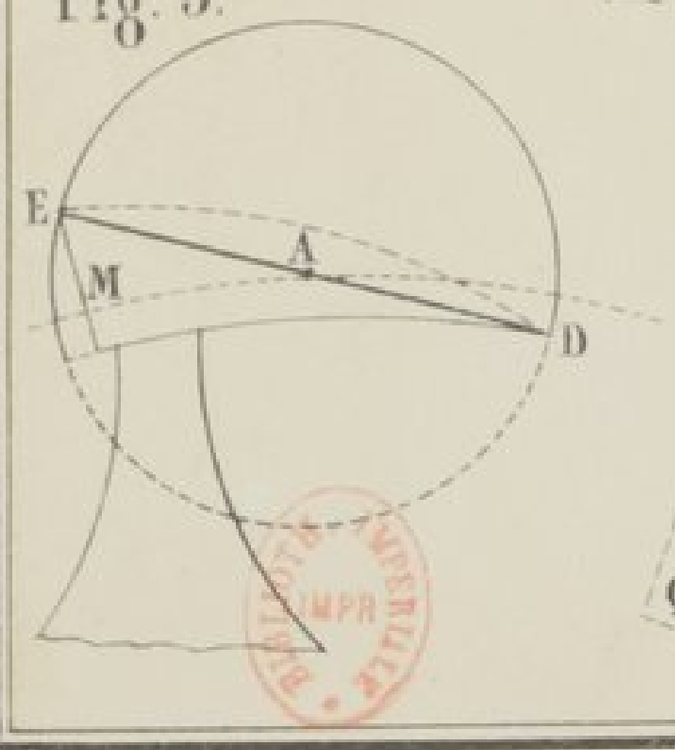


Fig. 5.



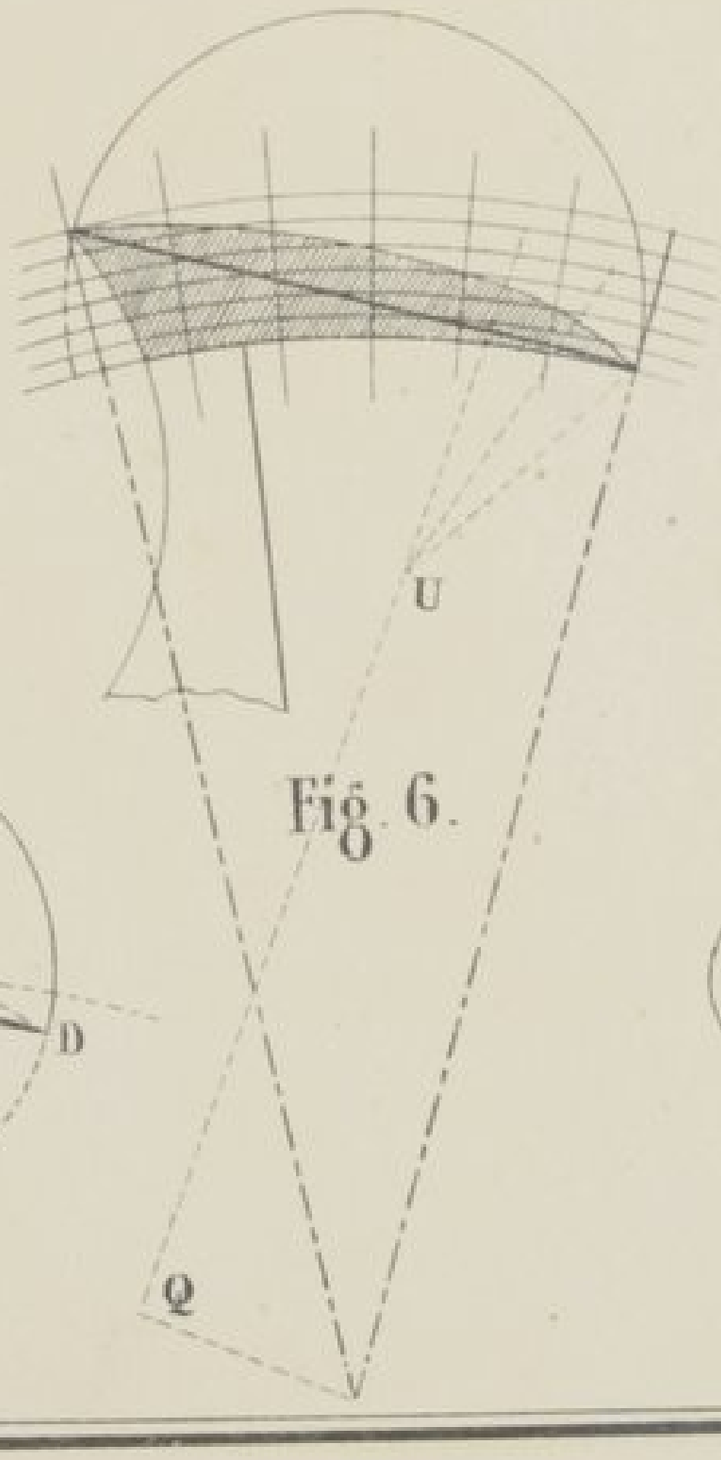


Fig. 6.

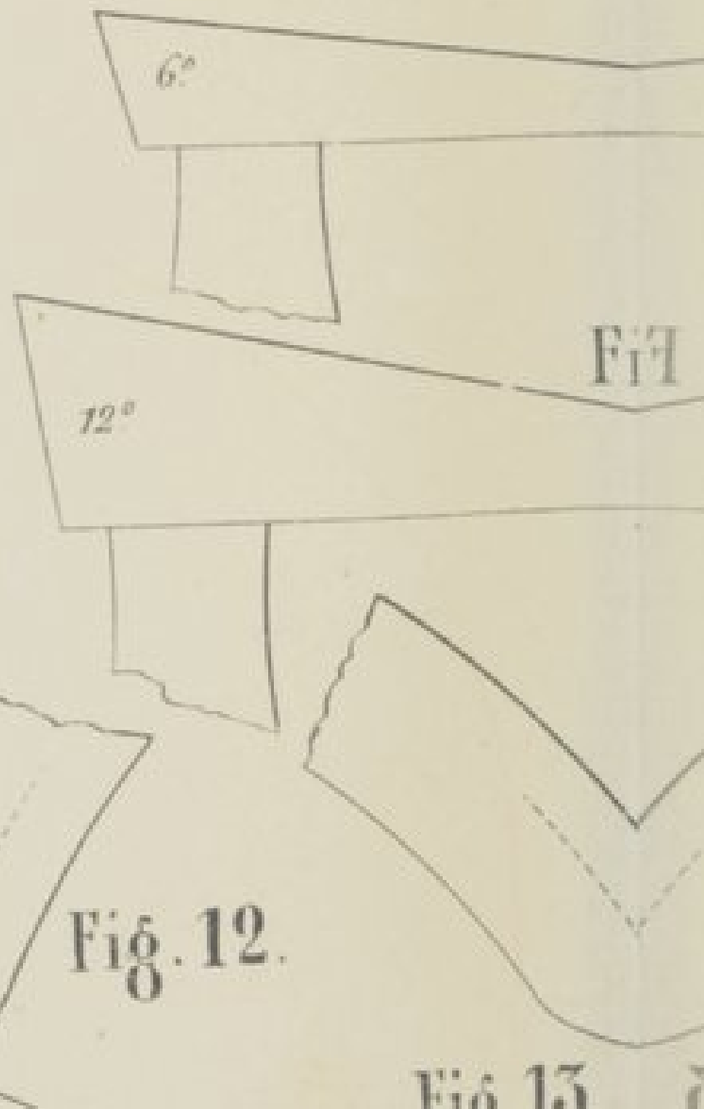


Fig. 12.



Fig. 13.

C. Saunier, del.

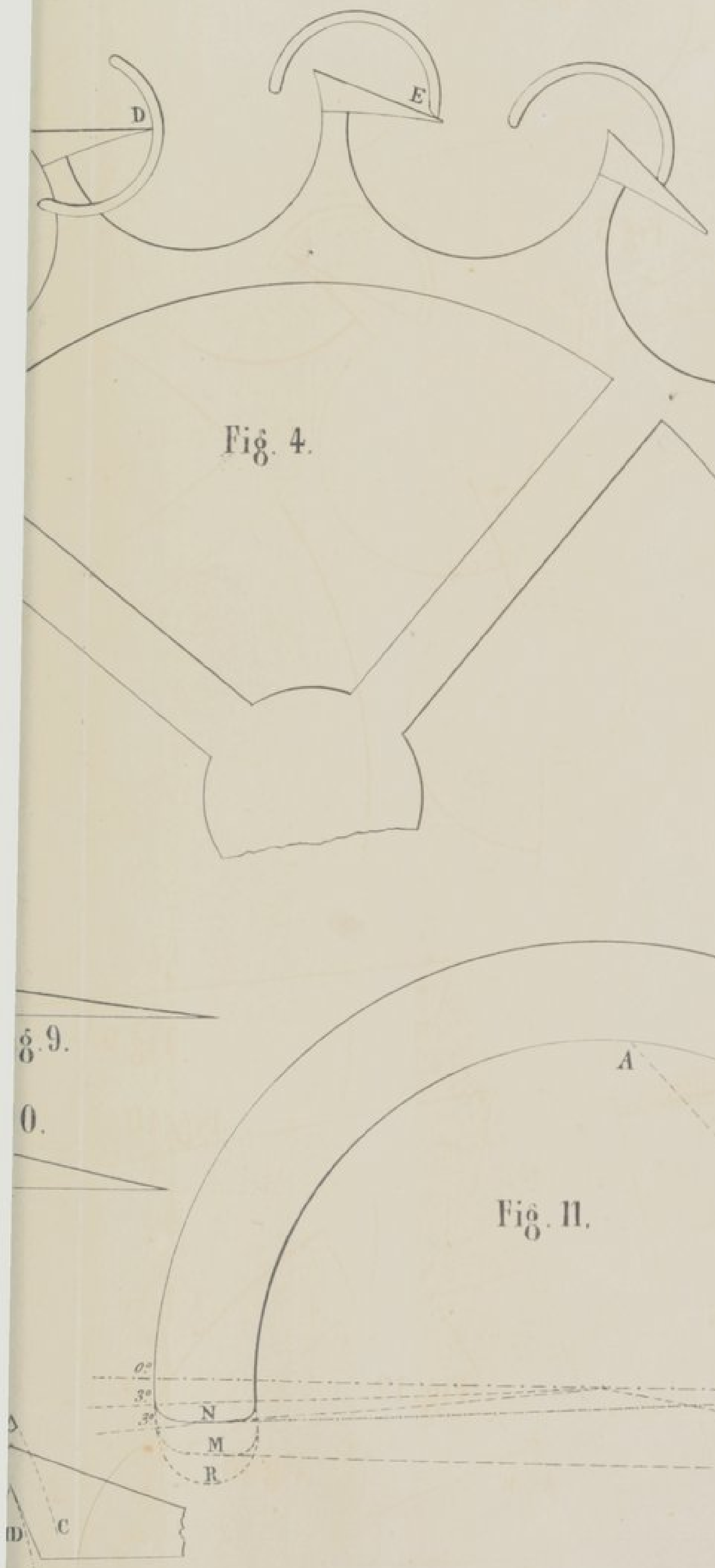


Fig. 4.

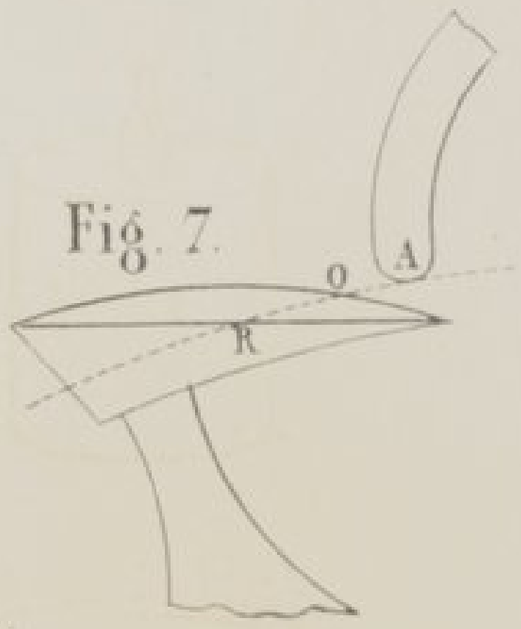


Fig. 7.



8. 9.

0.

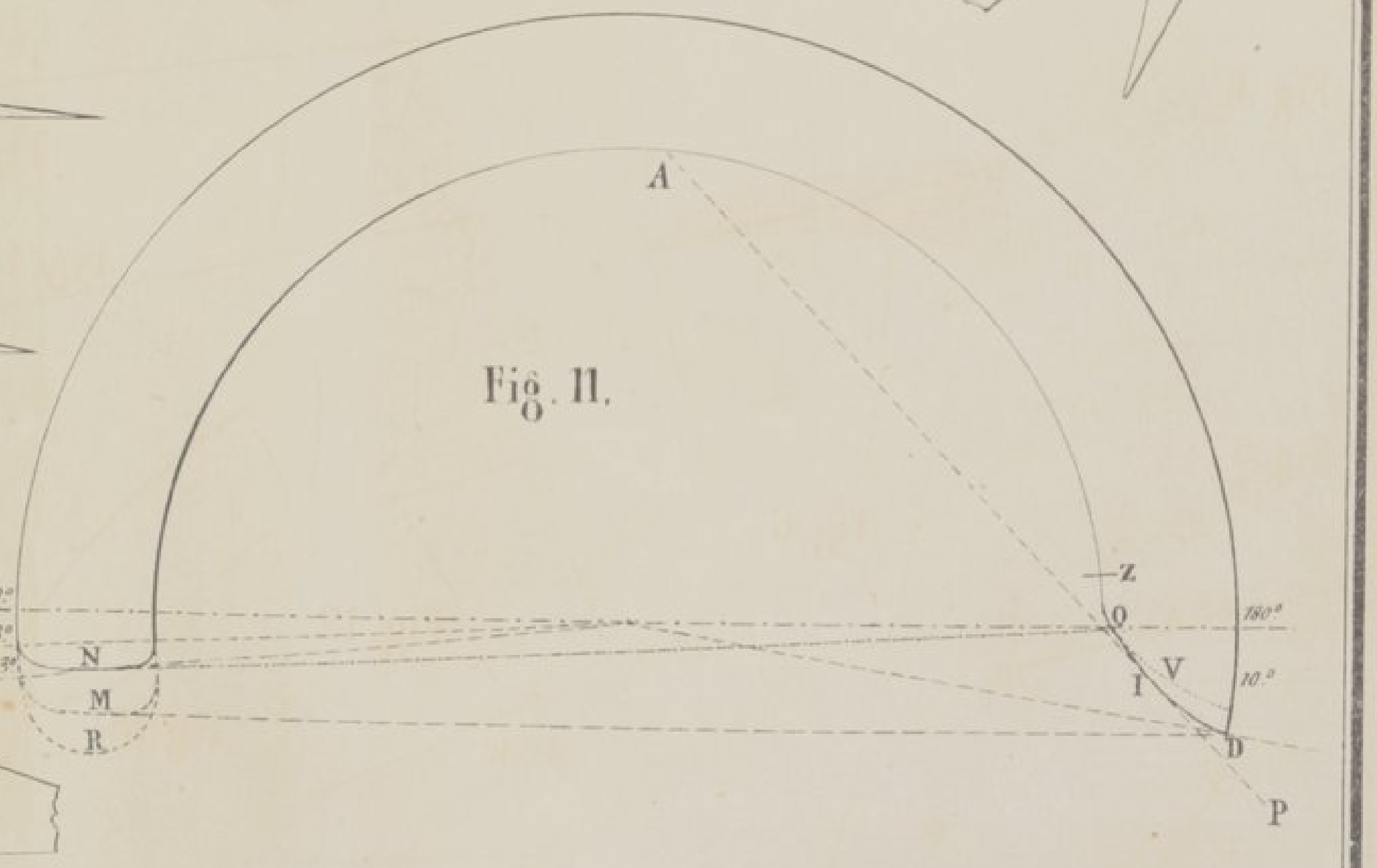


Fig. 11.

Paris, Lith. J.^{ne} Gremon, r. S.^t André des-Arts, 55.

Traité d'



Fig. 1

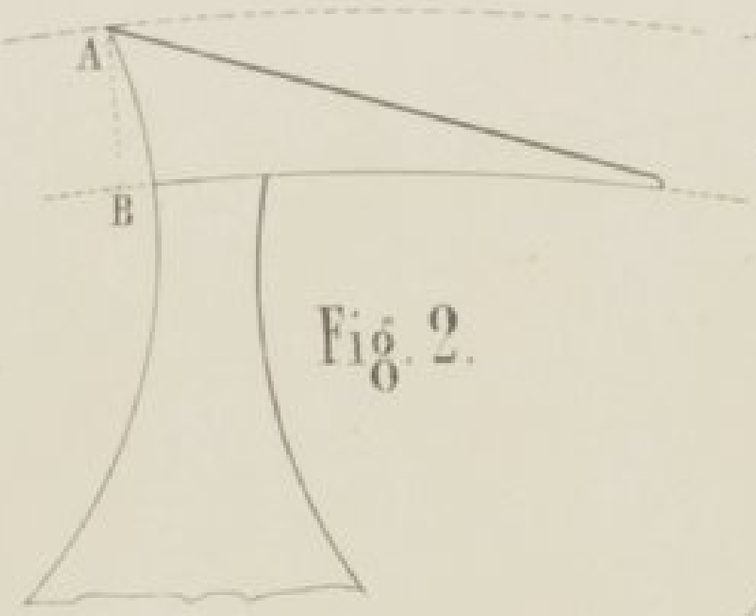


Fig. 2.

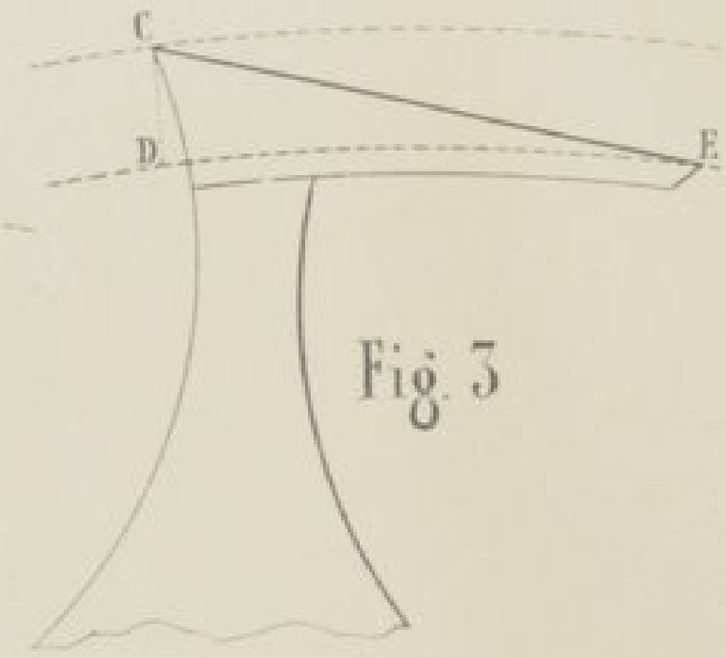


Fig. 3

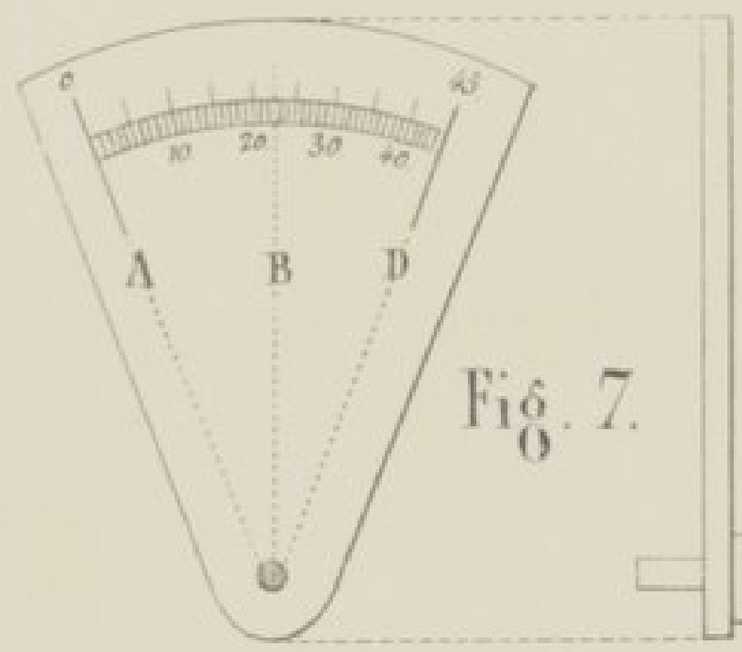
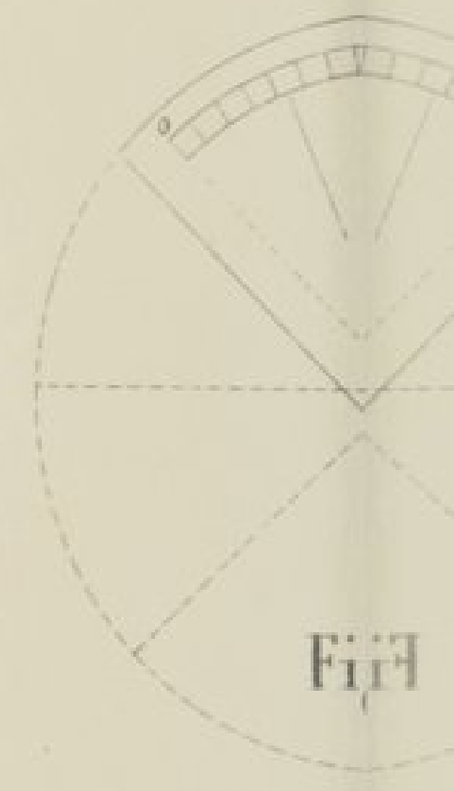


Fig. 7.



Fig

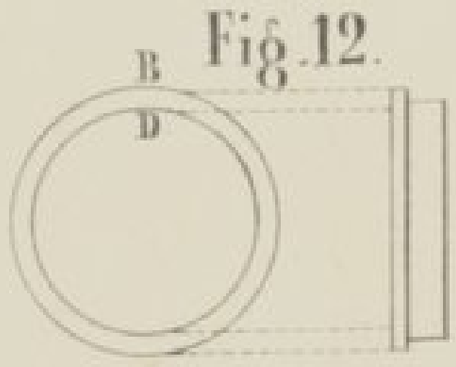


Fig. 12.

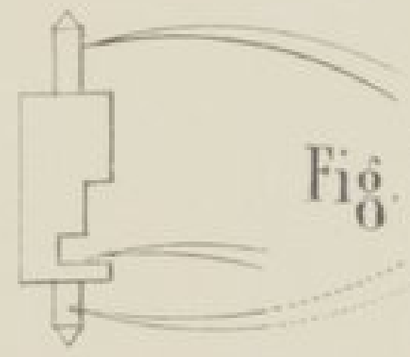


Fig. 16.



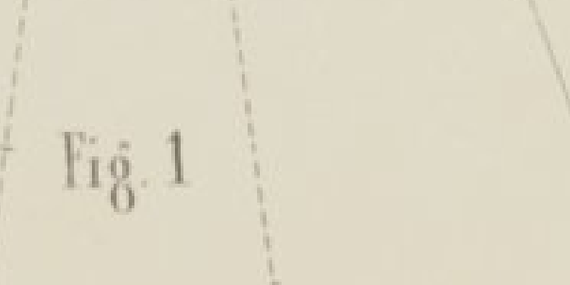


Fig. 13.

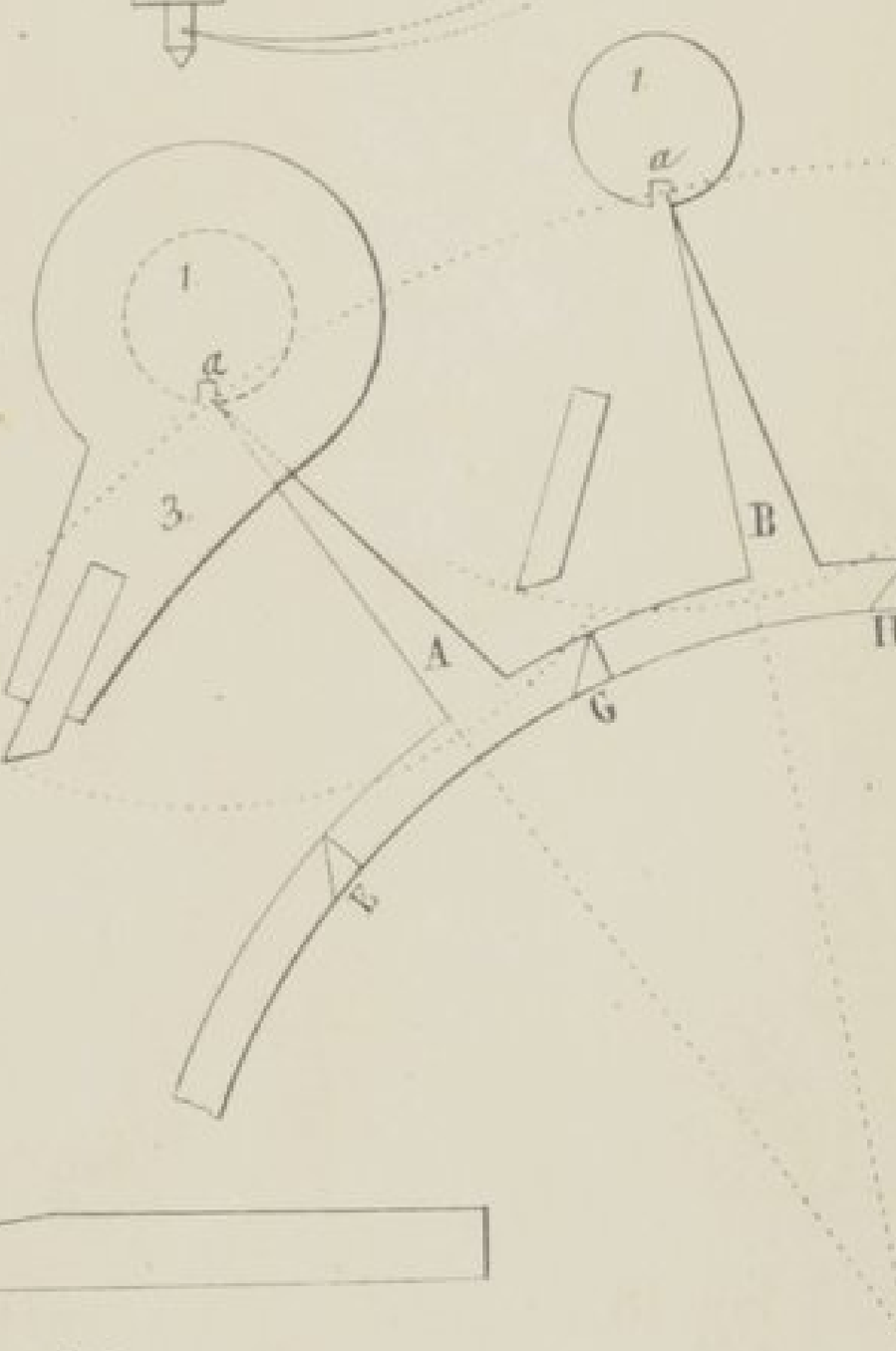


Fig. 8

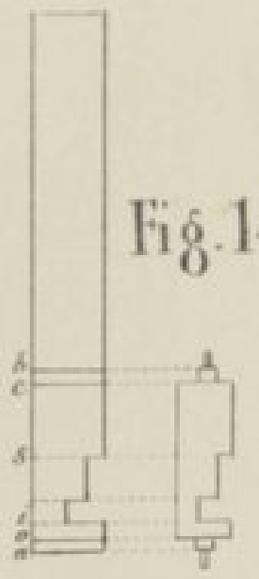


Fig. 14.

Fig. 15.

C. Saunier, del.

Fig. 4.

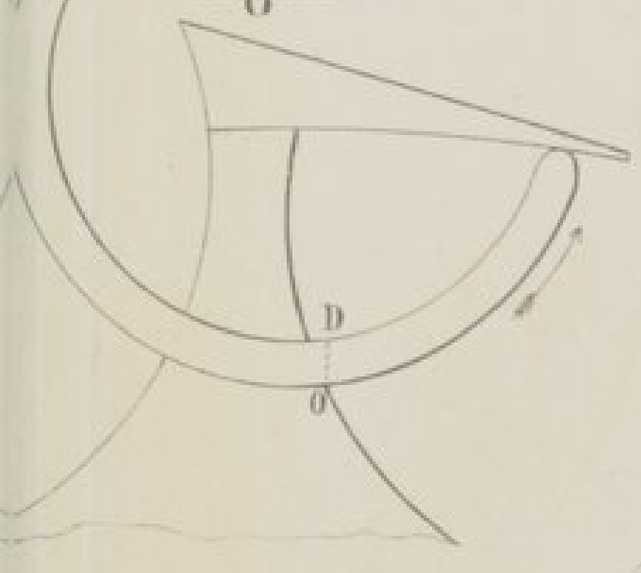


Fig. 5.

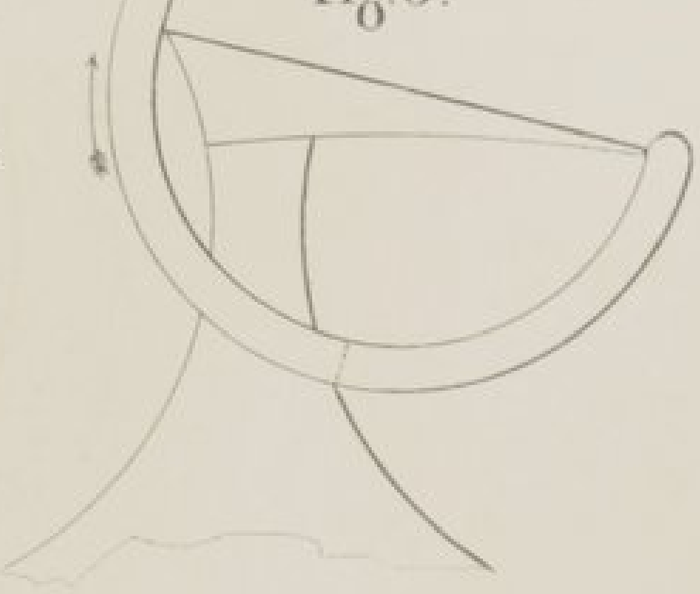


Fig. 6.





19.



Fig. 9.

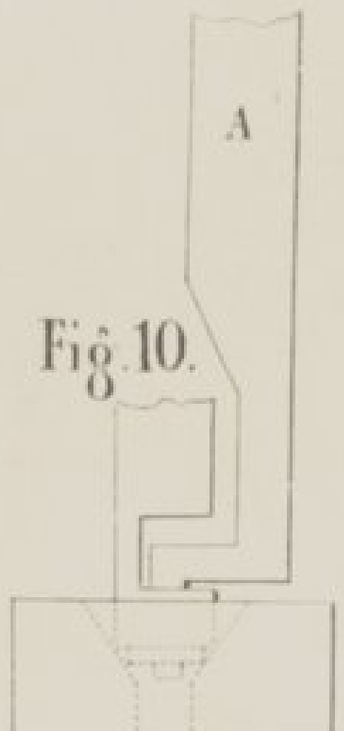


Fig. 10.

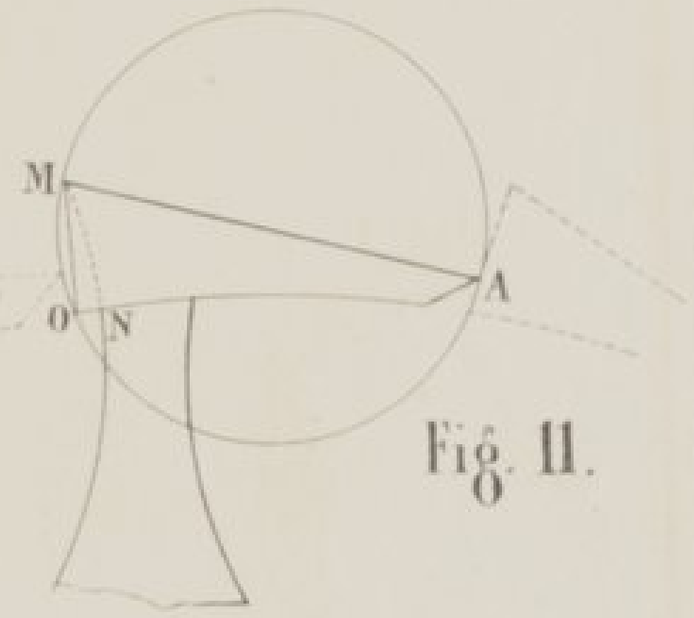
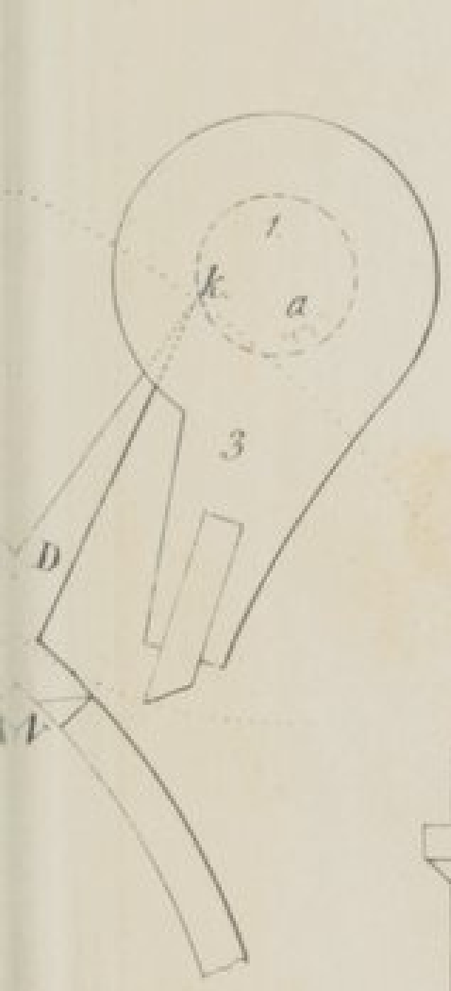


Fig. 11.



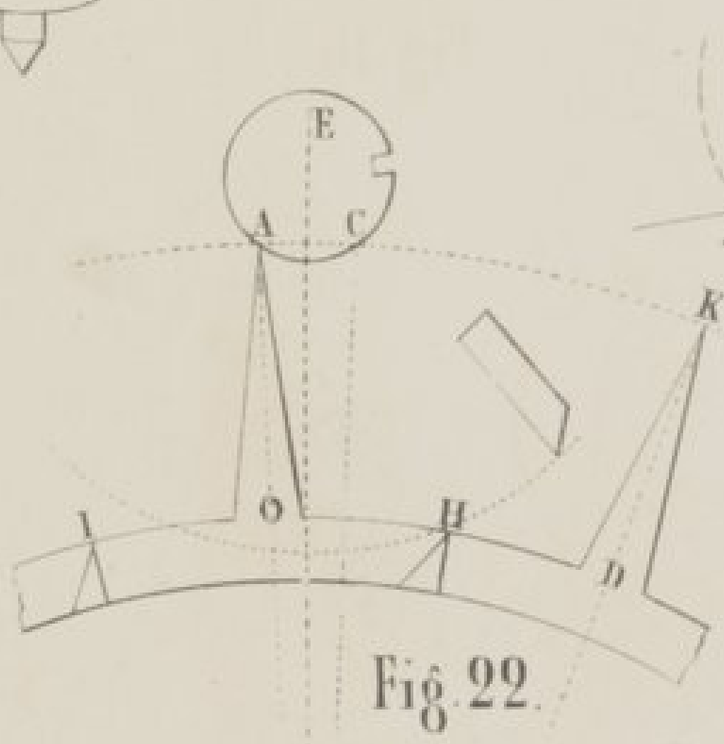


Fig. 22.

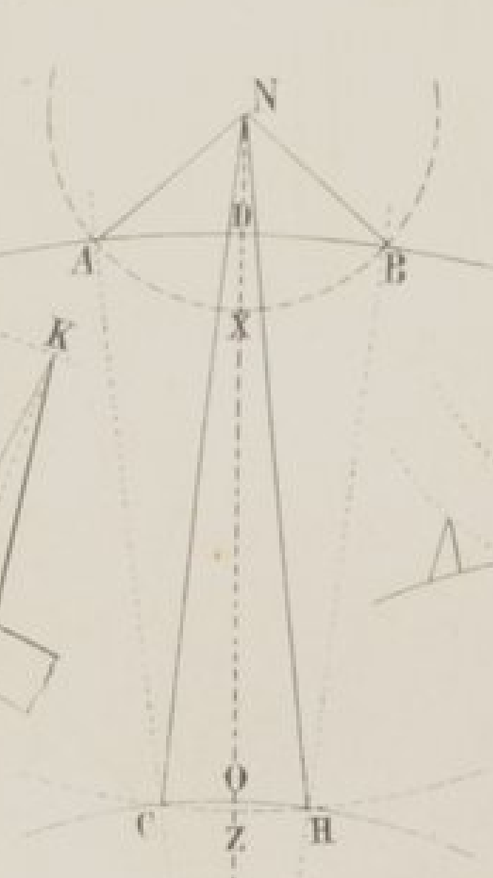


Fig. 21.

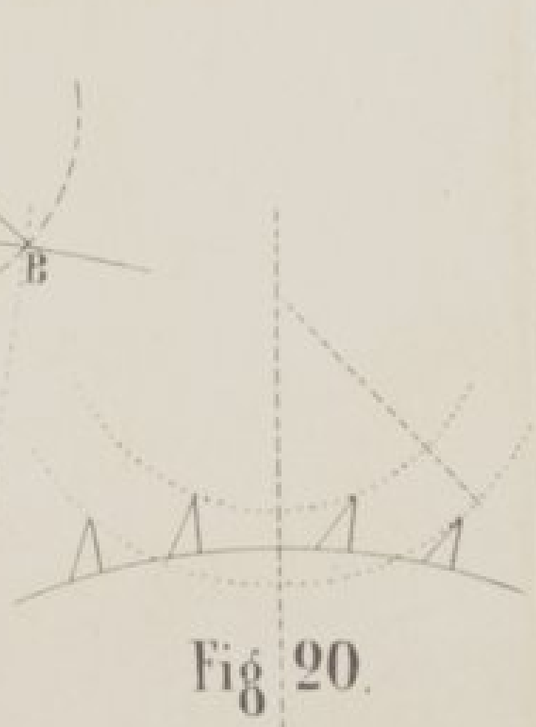


Fig. 20.

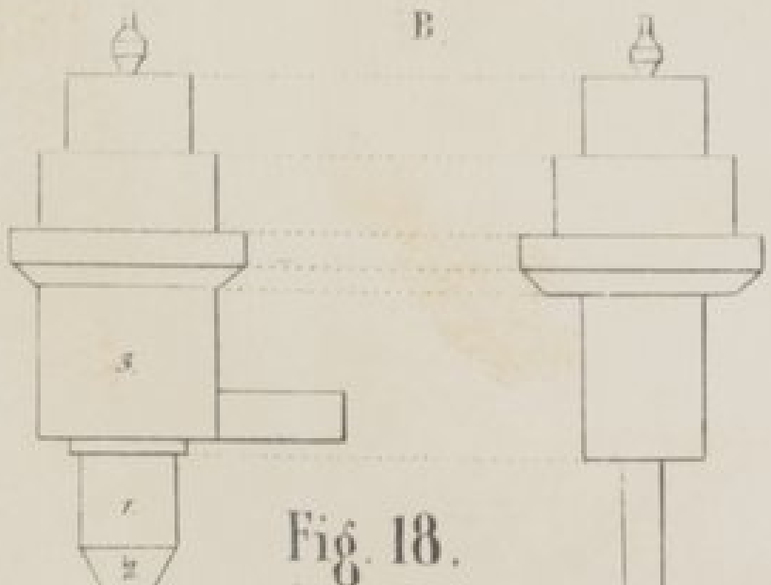


Fig. 18.

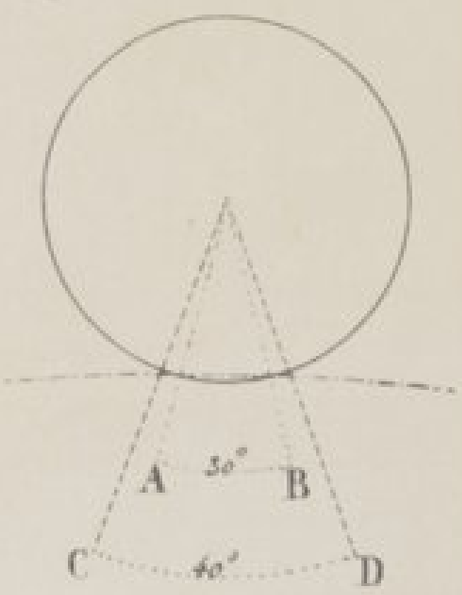


Fig. 23.

Paris, Lith. de Grenon, r. St Andre des Arts. 53

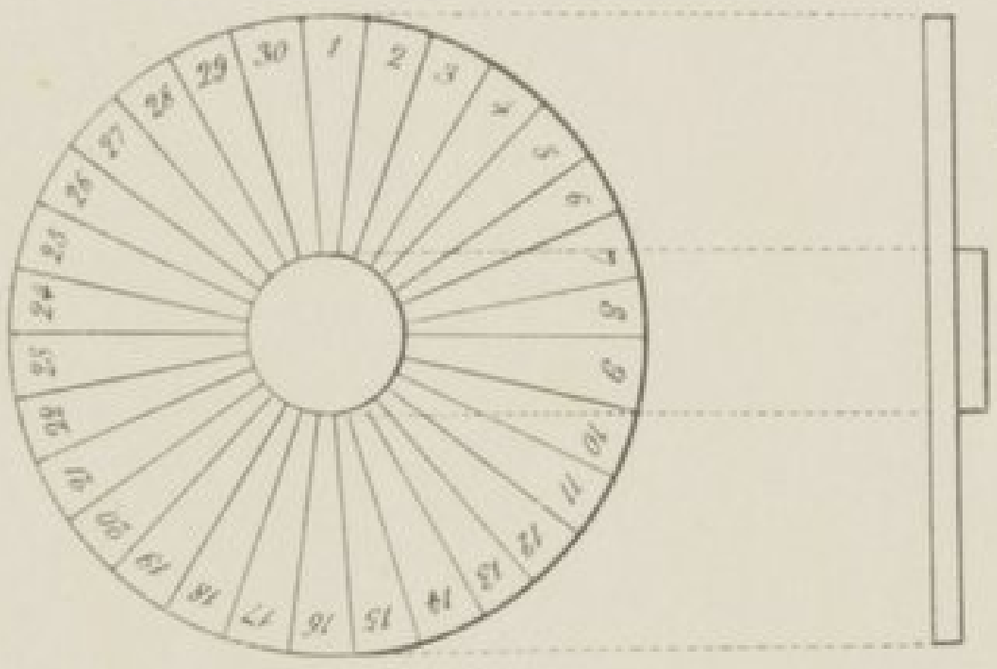


Fig. 12.





Fig. 11.

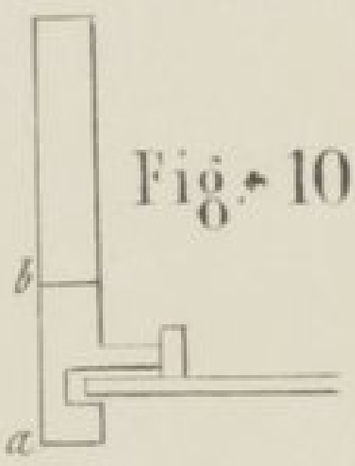


Fig. 10.

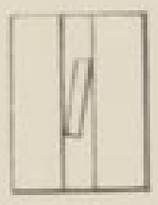


Fig. 13.

Fig. 14.



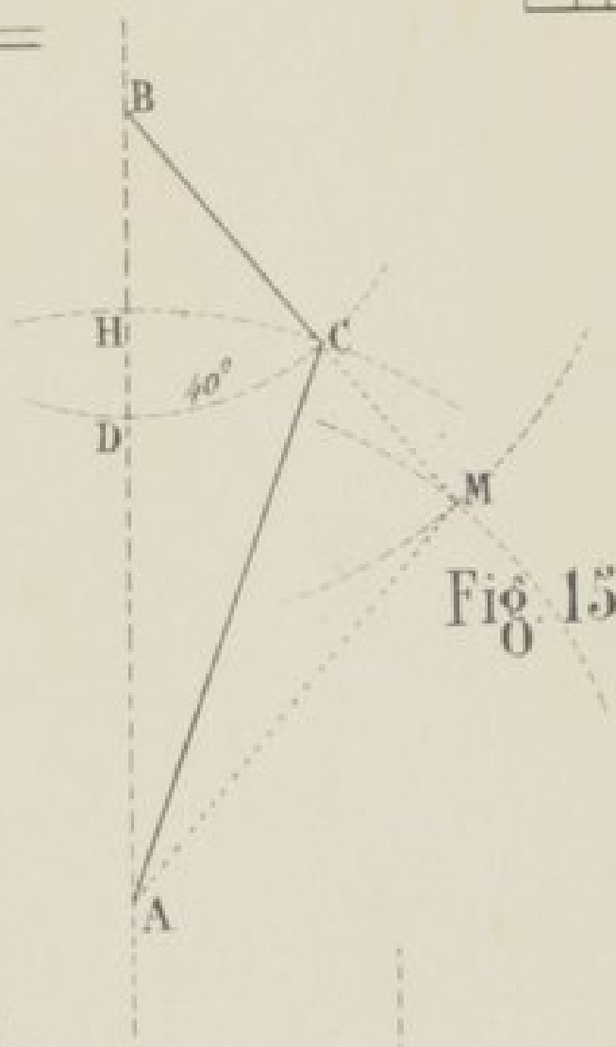


Fig. 15.



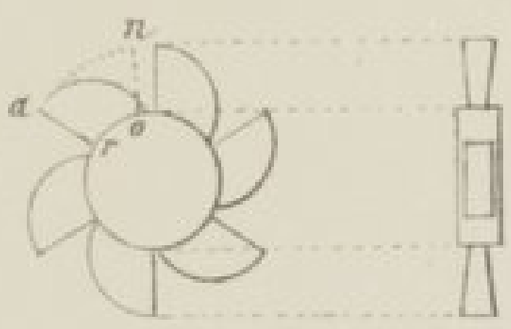


Fig. 8.



Fig. 9.



Fig. 4.

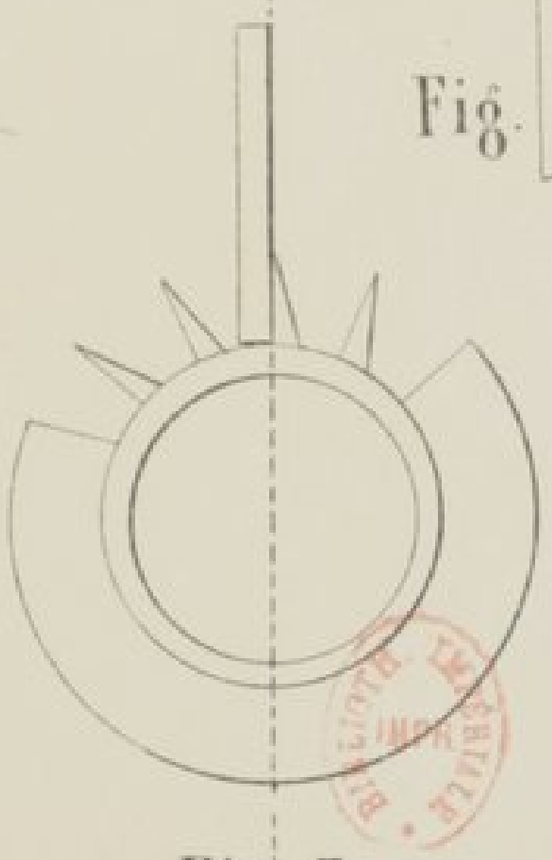


Fig. 7.

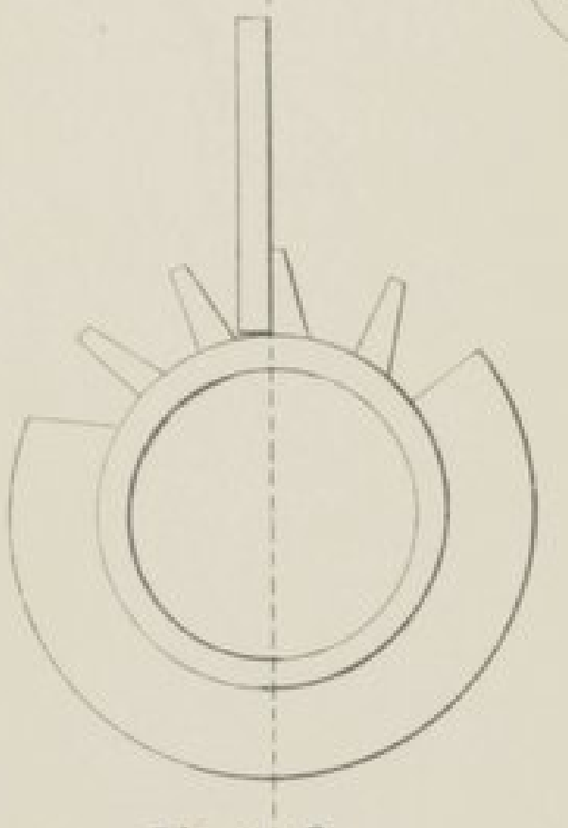


Fig. 6.



Fig. 5.

C. Sannier del.

Fig. 1.

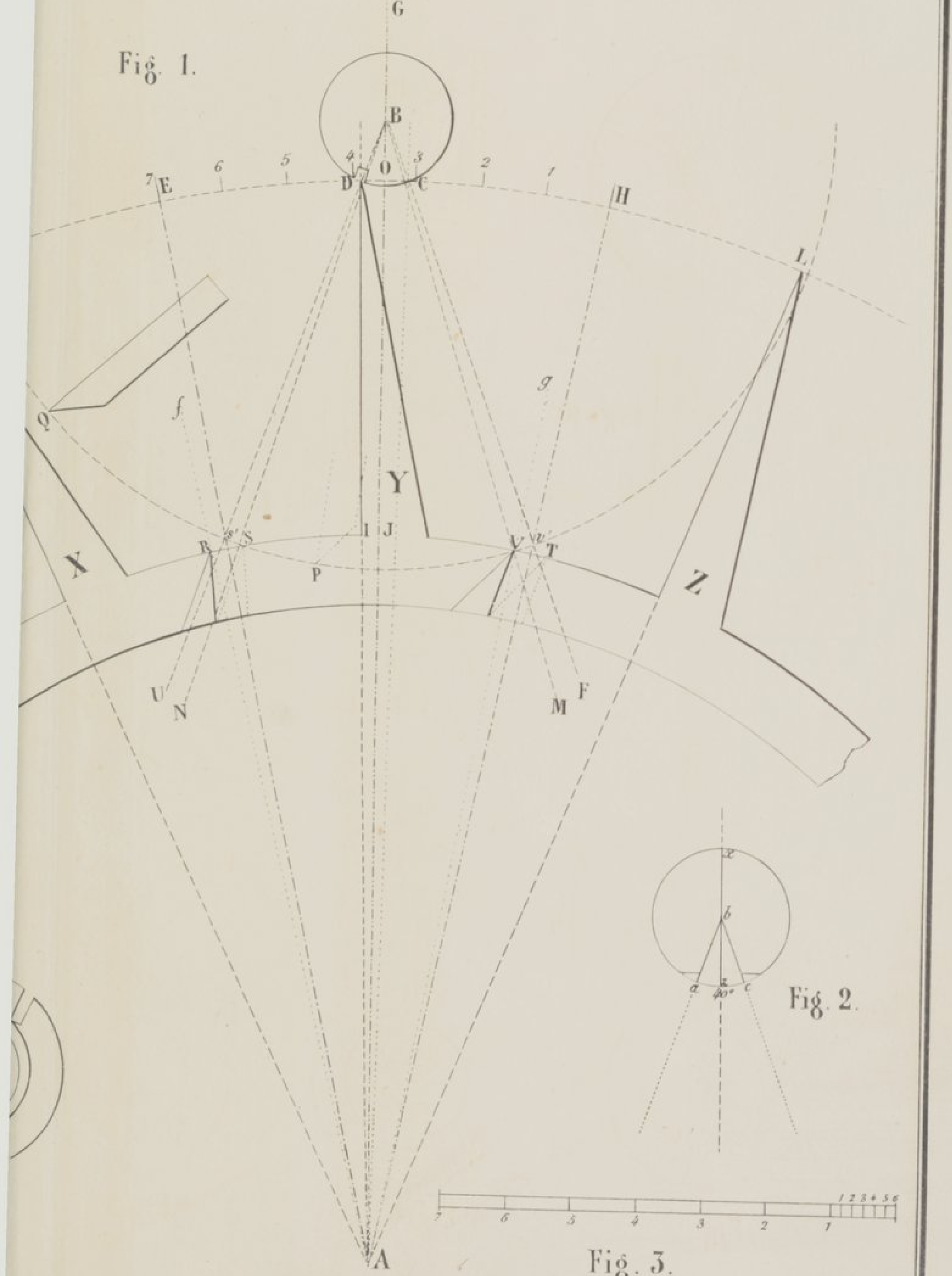
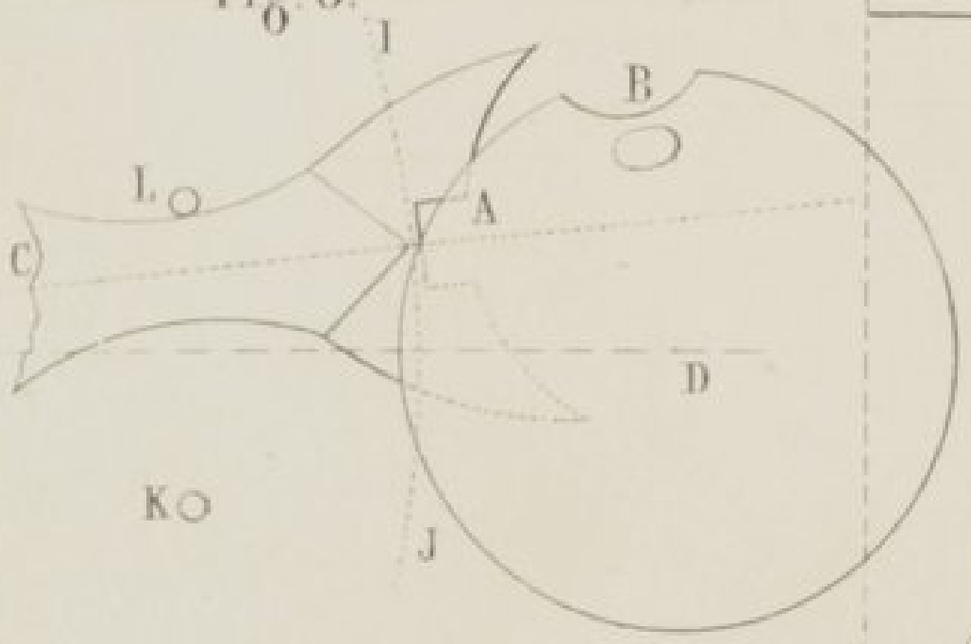


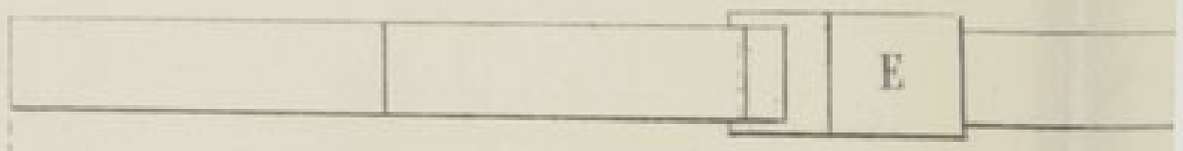
Fig. 2.

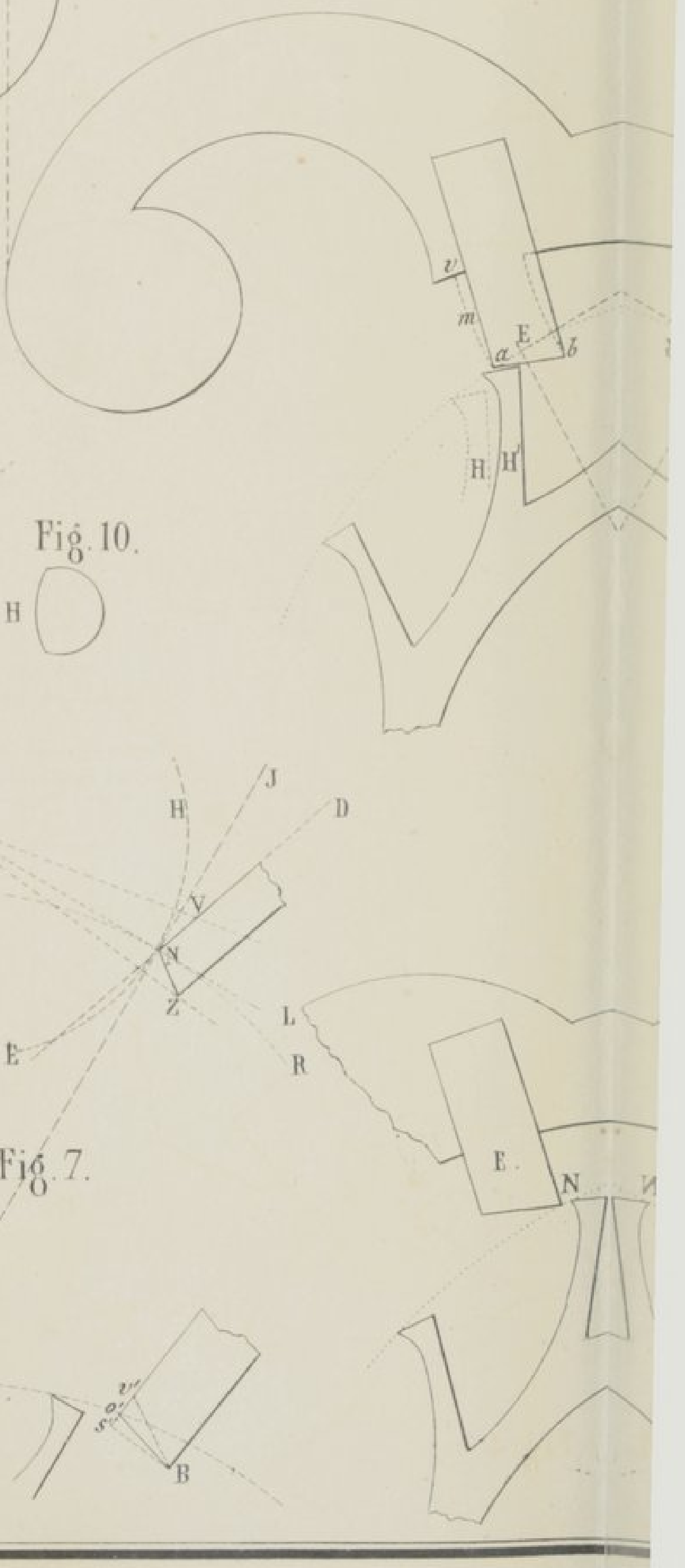
Fig. 3.

Paris, Lith. Jules Grenon, r. St. André des Arts 35.

Fig. 6.







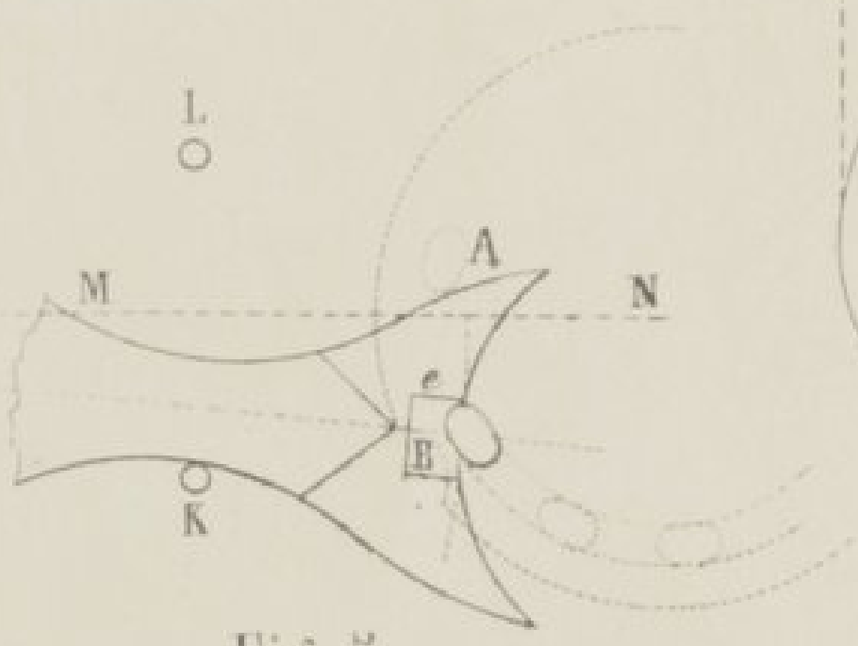


Fig. 5.

Fig. 10.

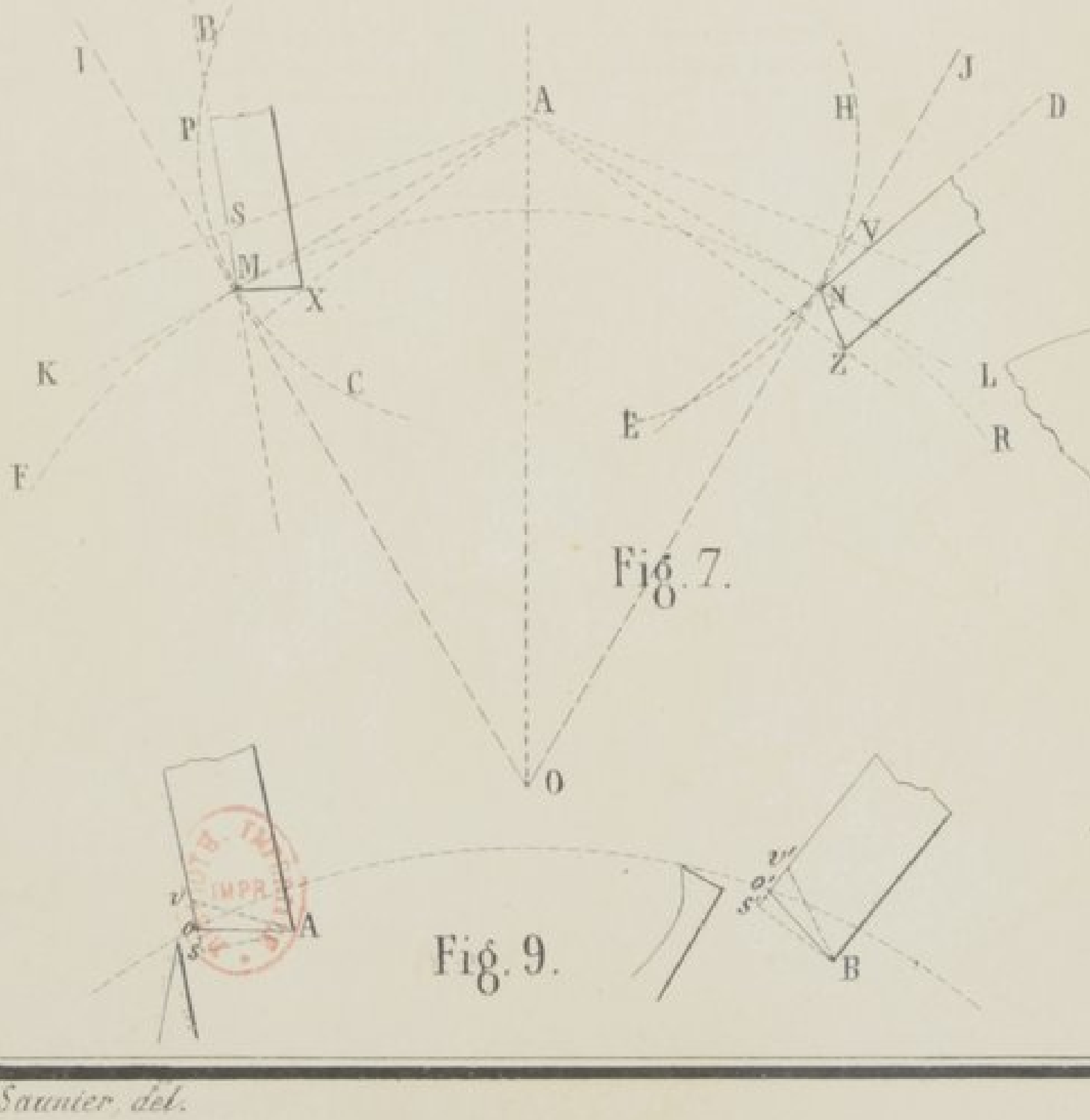


Fig. 7.

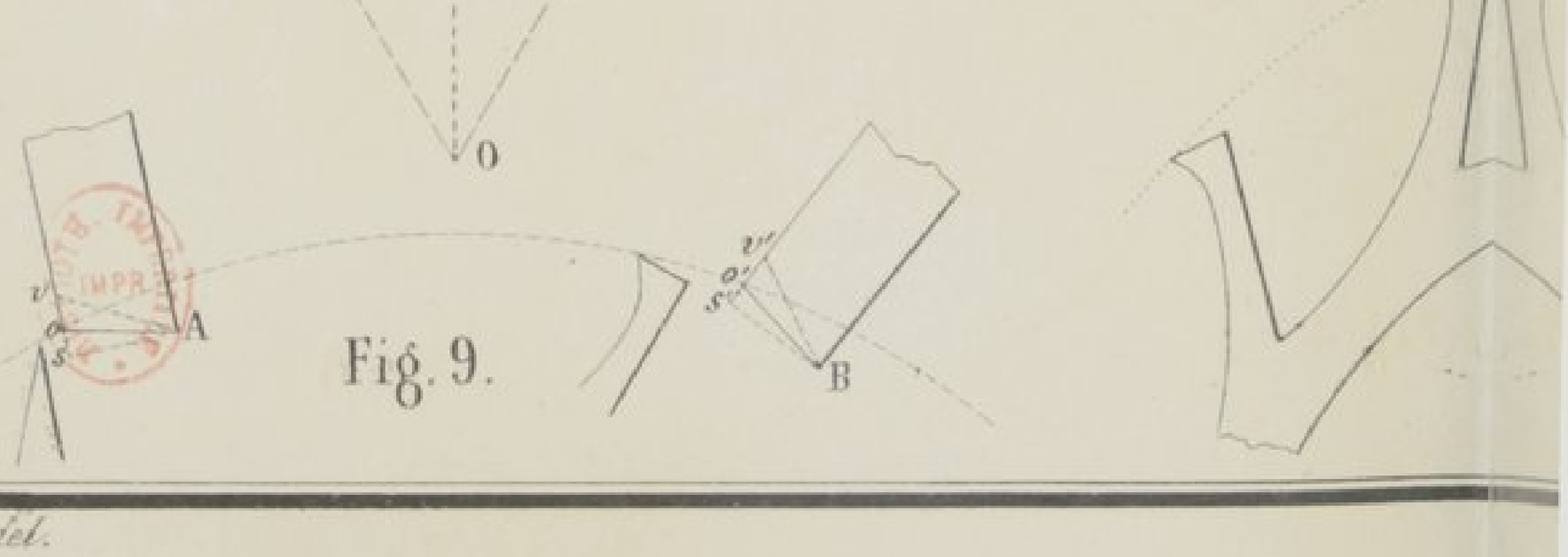


Fig. 9.

IMPR.

C. Saunier, del.

s échappemens.

Planche V.

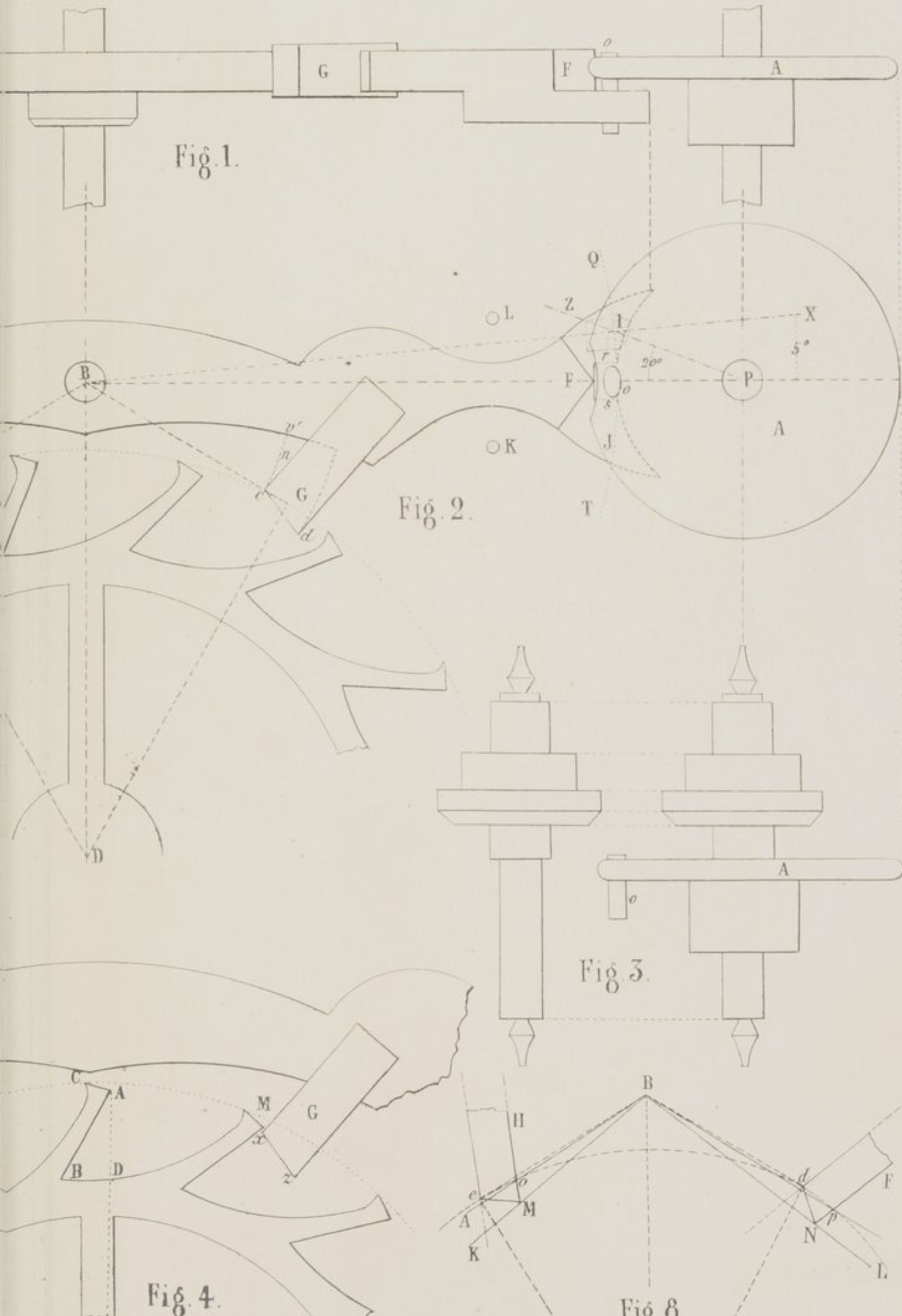


Fig. 1.

Fig. 2.

Fig. 3.

Fig. 4.

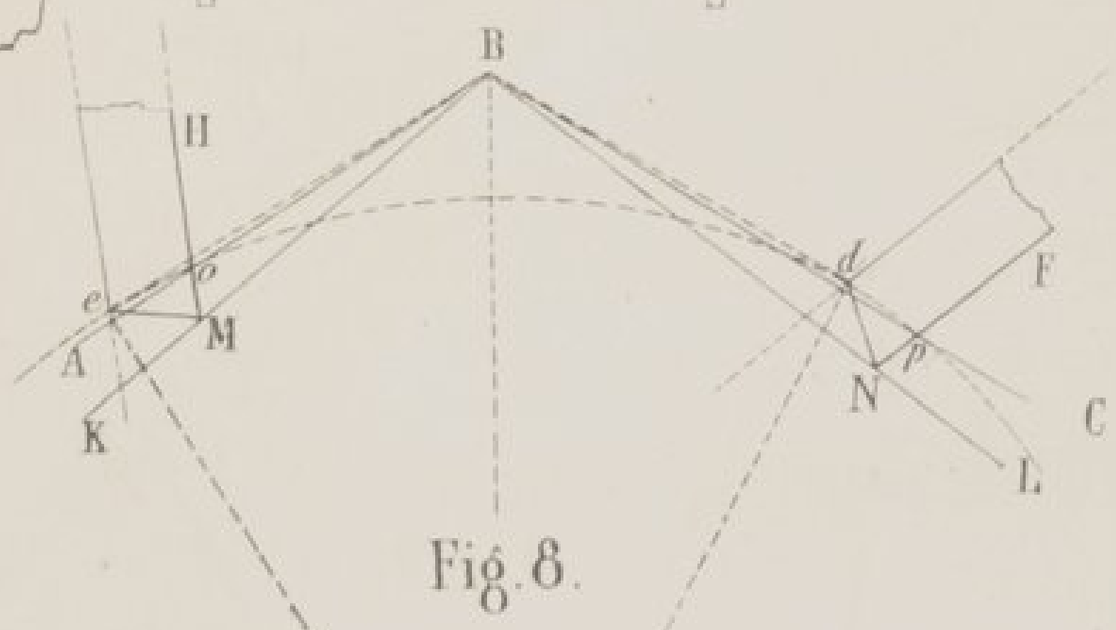


Fig. 8.

Paris. Lith. J.les Gremon, r. St. André des Arts 33.

Fig. 5.

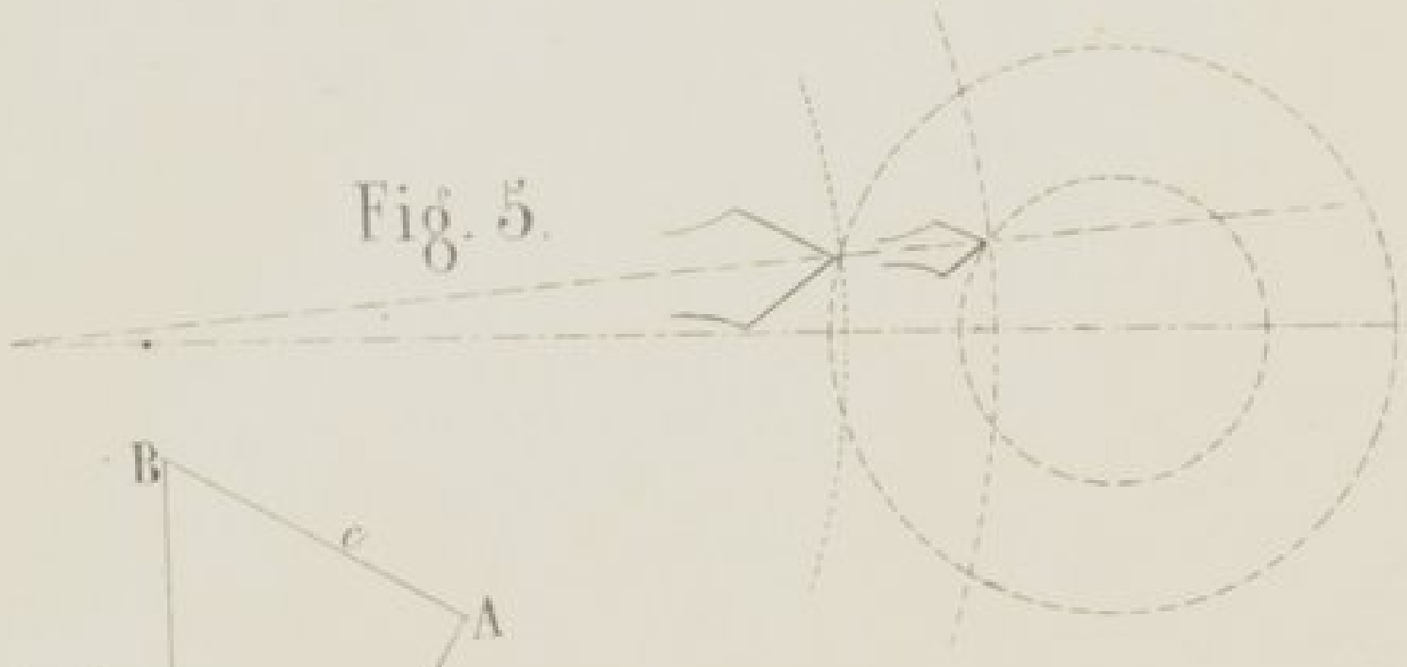


Fig. 3.

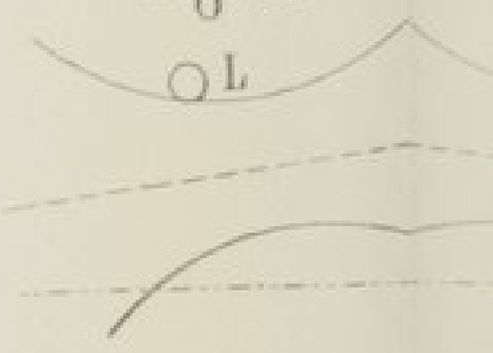




Fig. 6.

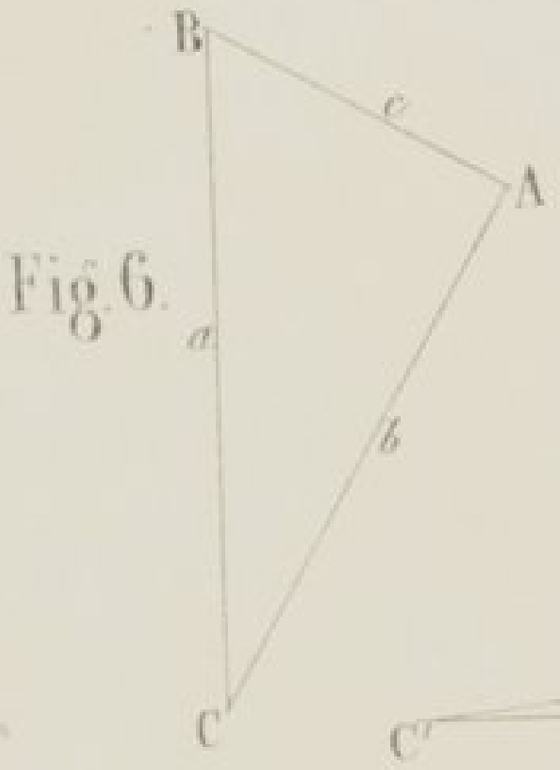


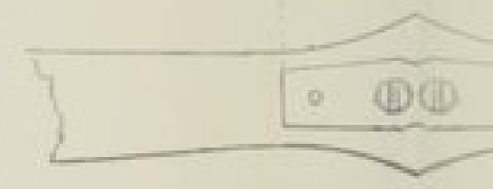
Fig. 7.



Fig. 8.



Fig. 4.



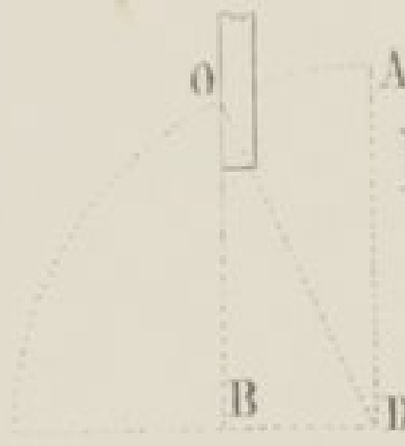


Fig. 9.

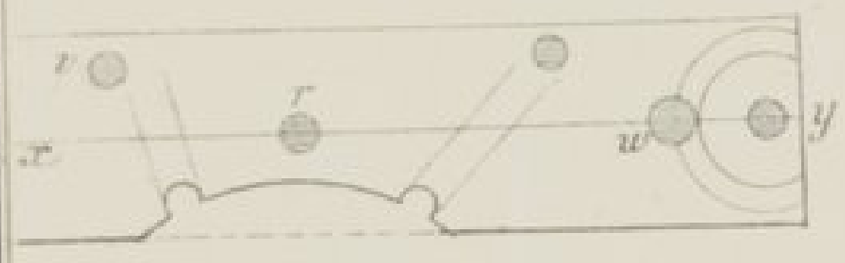


Fig. 12.



Fig. 18.

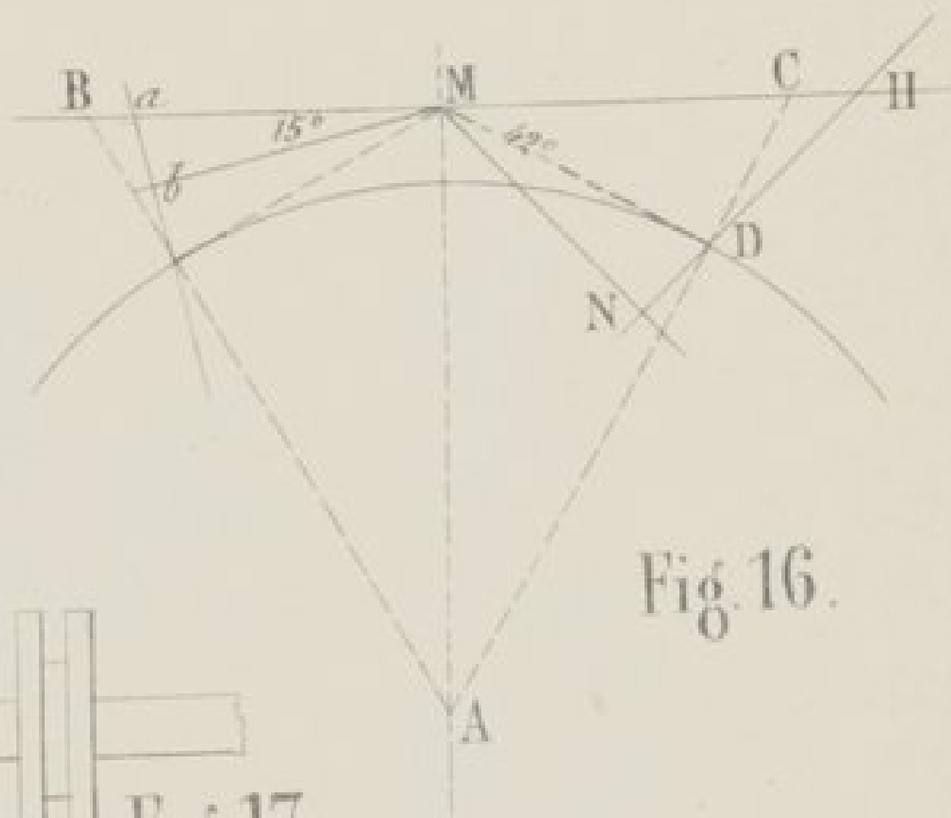


Fig. 16.



Fig. 15.



Fig. 14.

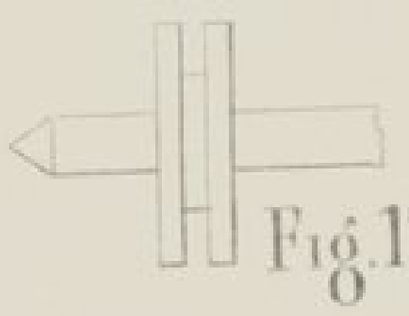
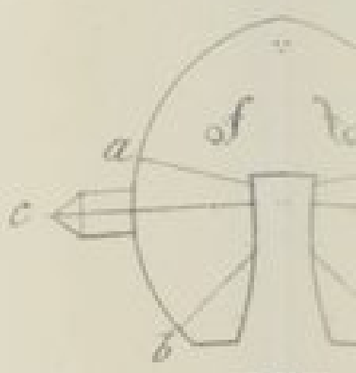


Fig. 17.



Fig

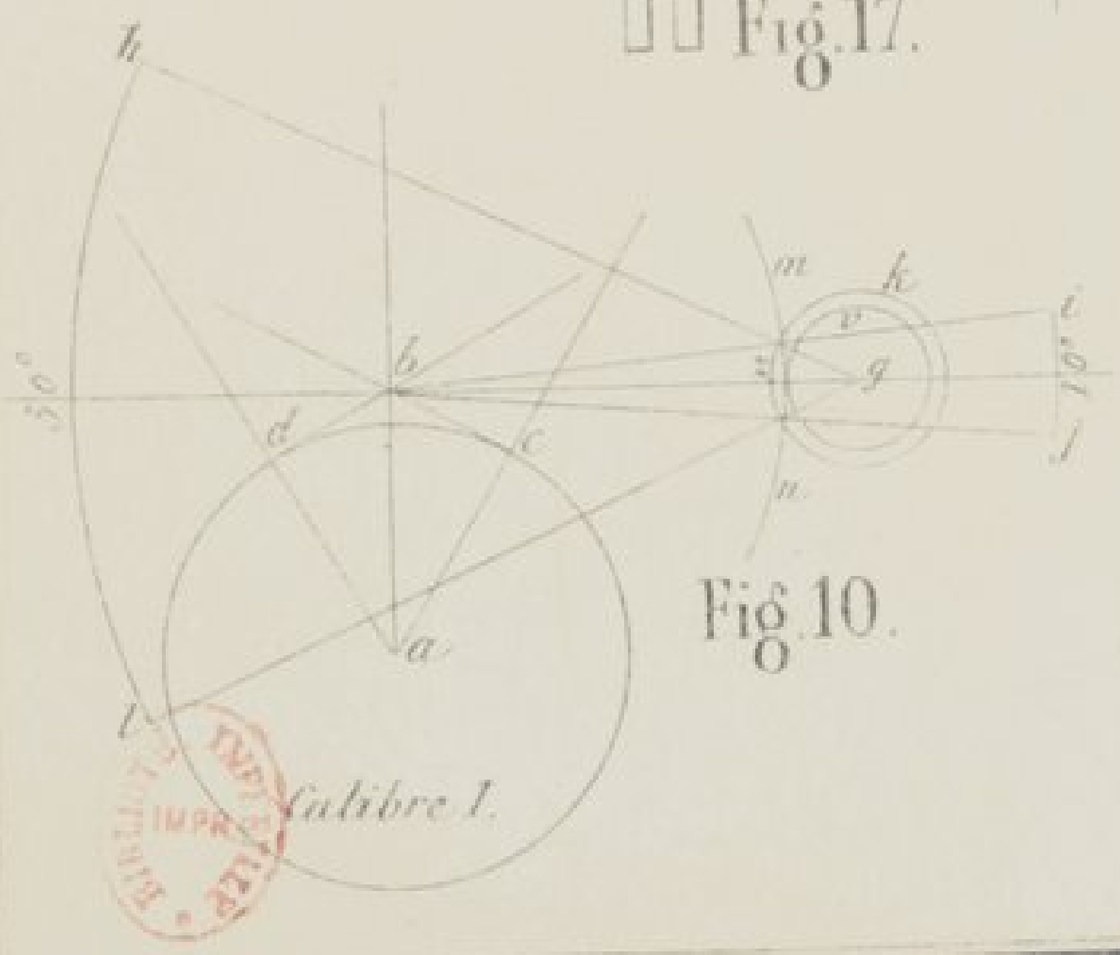


Fig. 10.

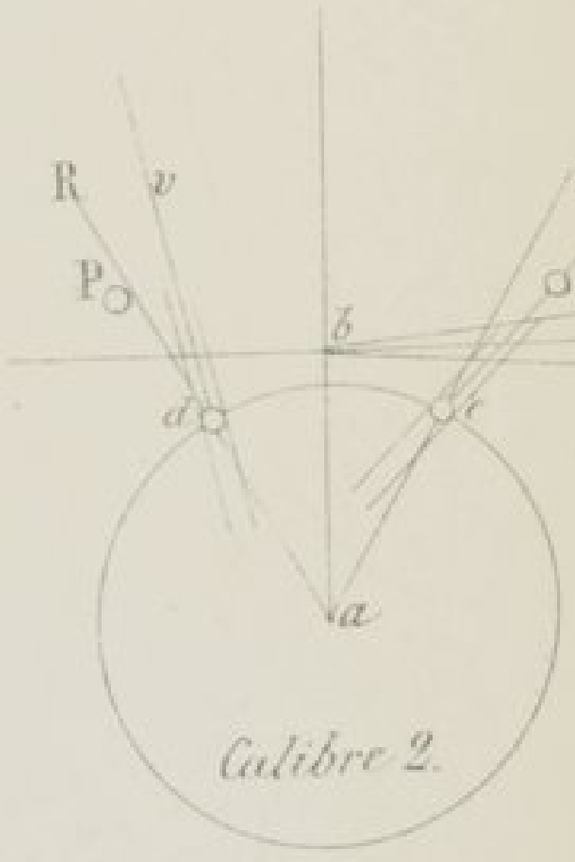
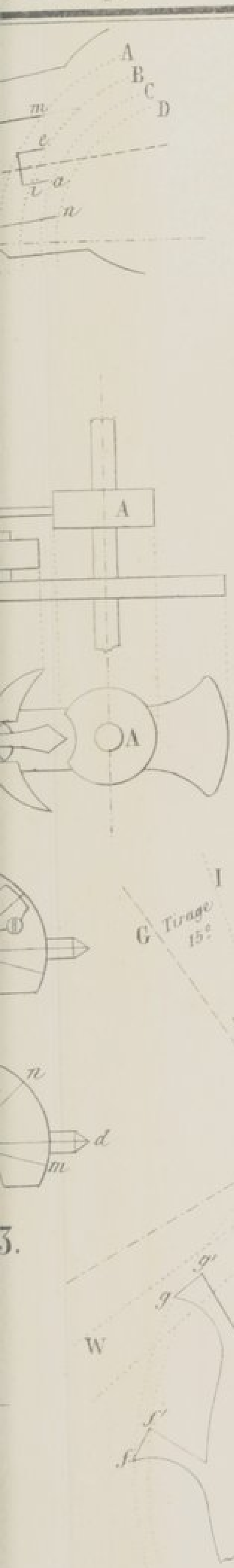


Fig. 11.. I

C. Saunier del.

s échappemens.

Planche VI.



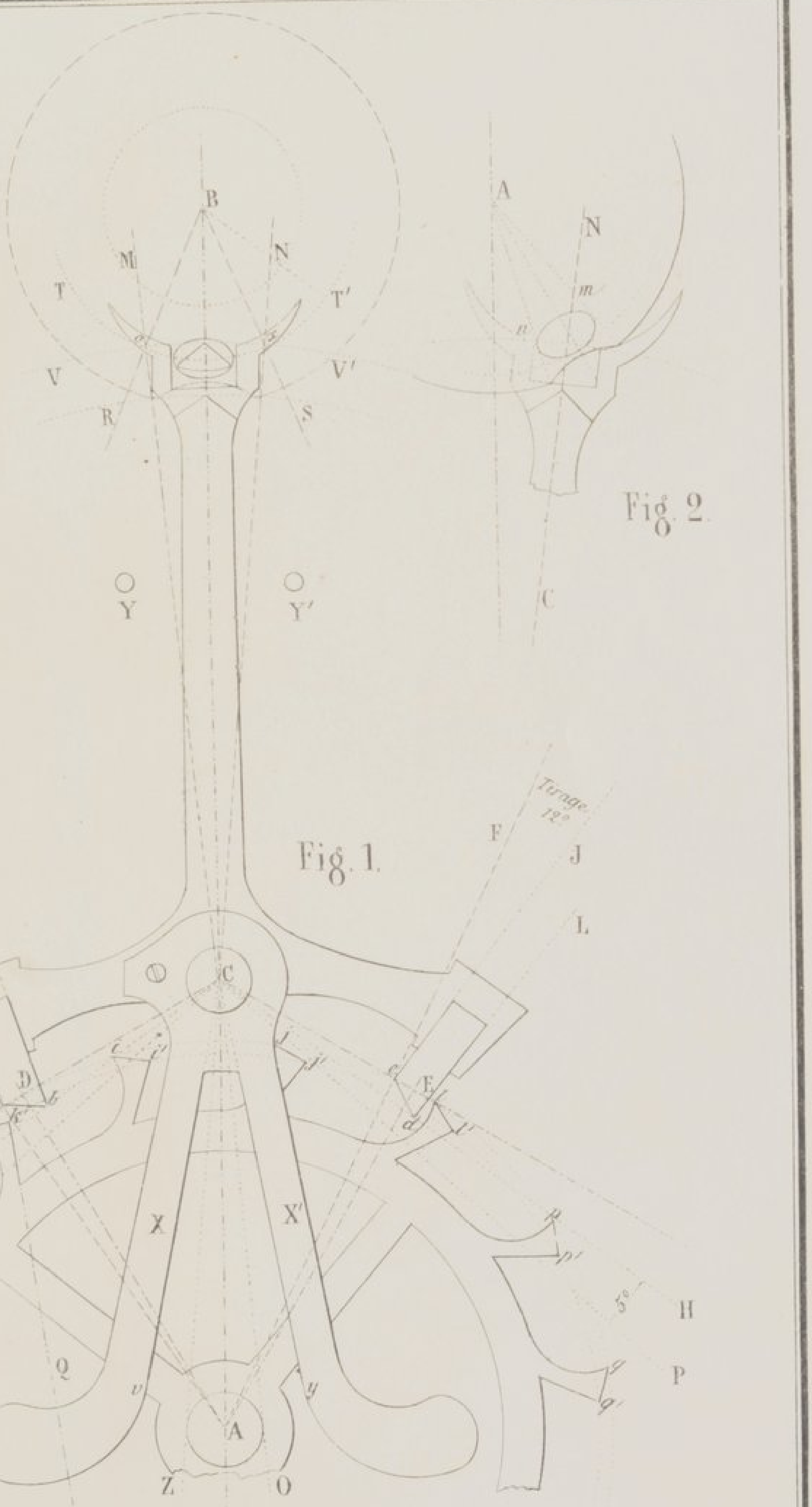


Fig. 2.

Fig. 1.

Paris, Lith. de Gremon, r. St André des Arts, 55

Fig. 1.

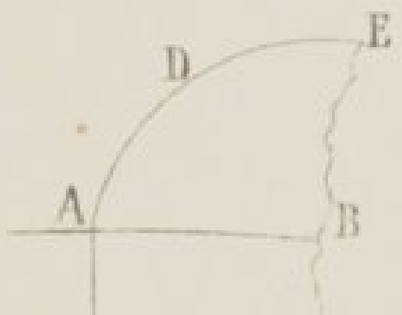
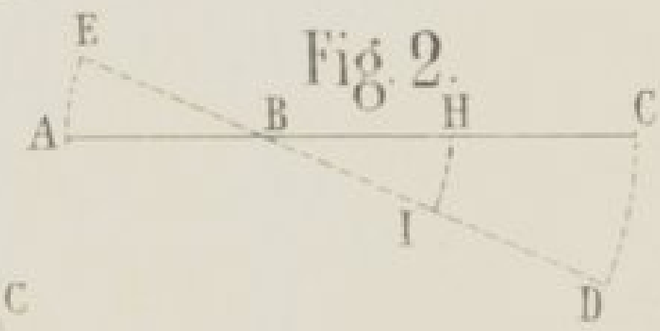




Fig. 2.



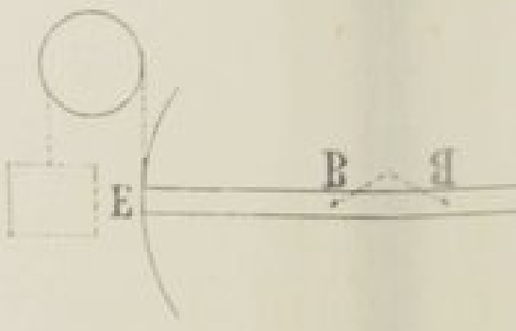


Fig. 3.

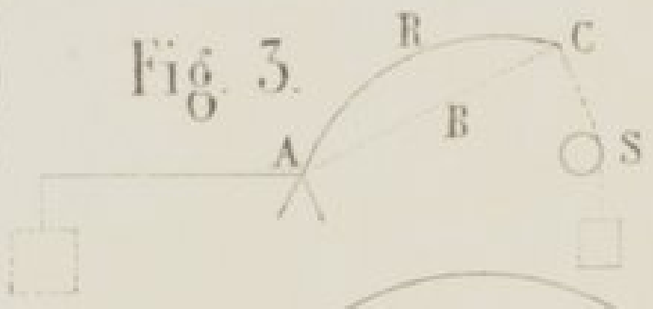
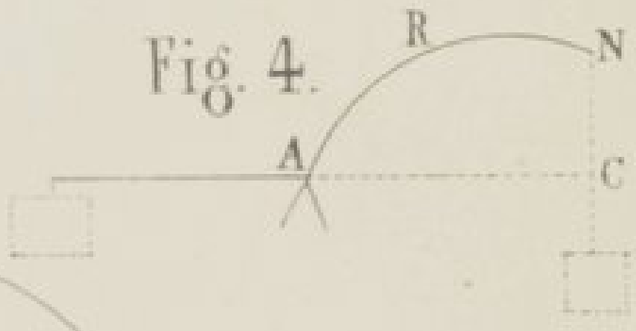


Fig. 4.



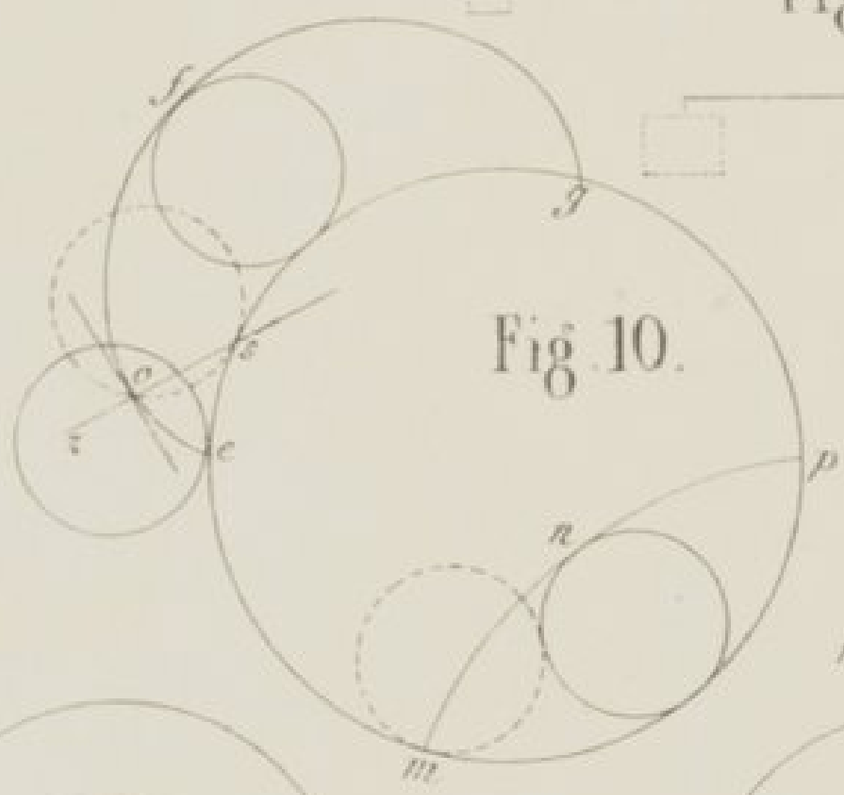


Fig. 10.

Fig. 19.

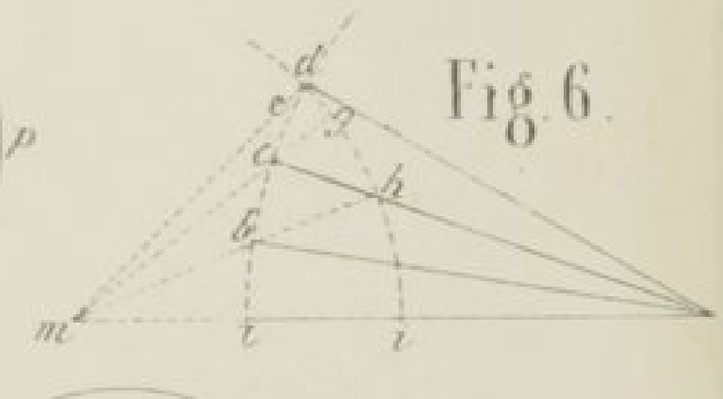


Fig. 6.

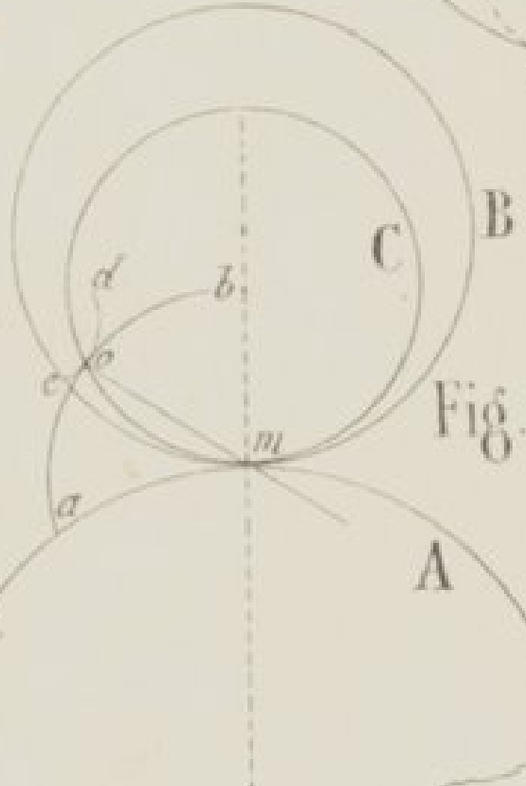


Fig. 11.

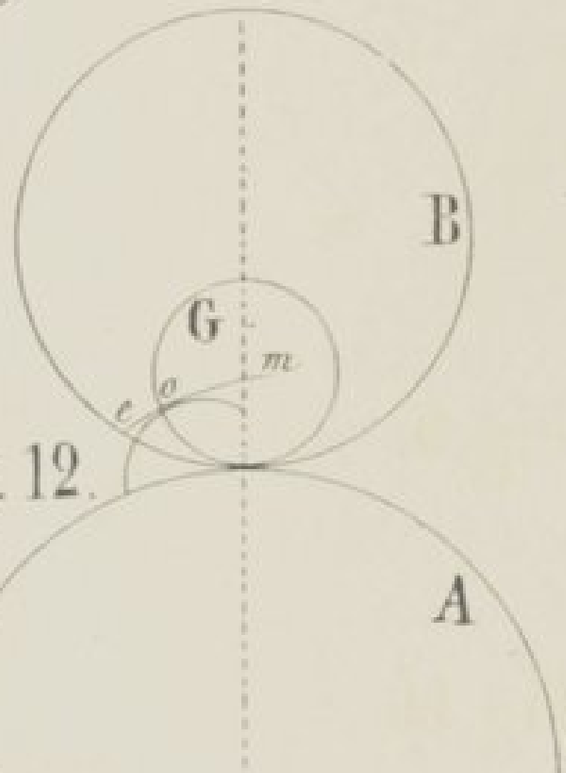
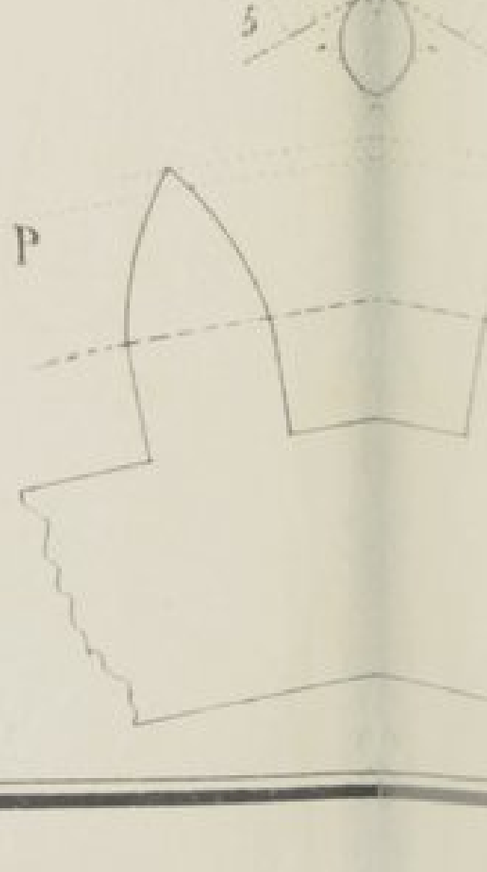


Fig. 12.



Fig. 13



C. Saunier del

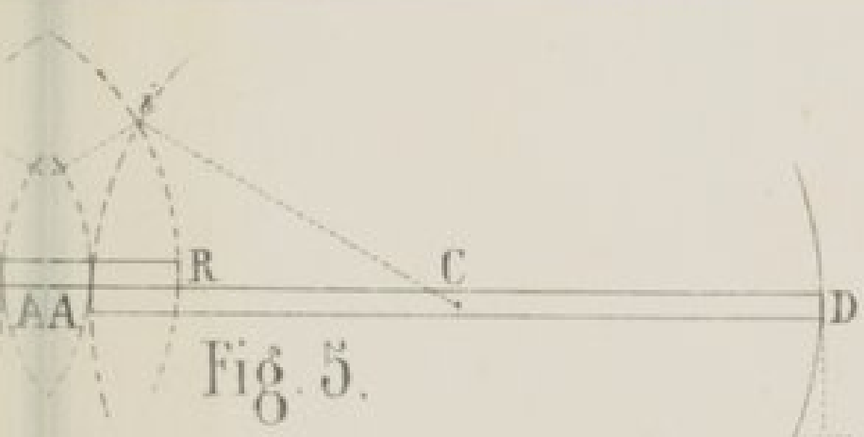


Fig. 5.

Fig. 7.

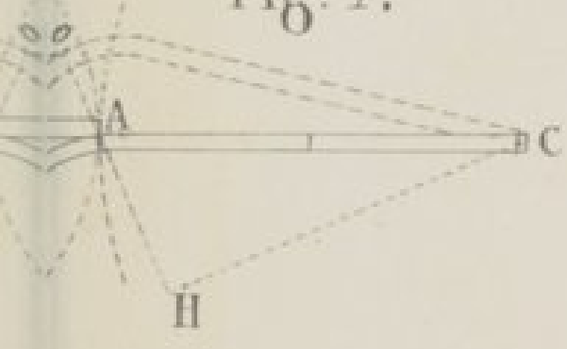
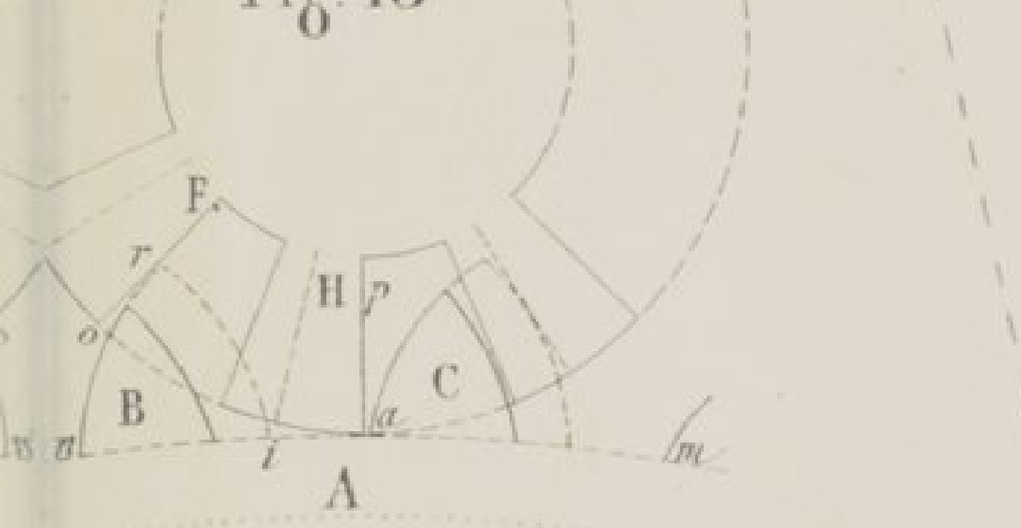


Fig. 15



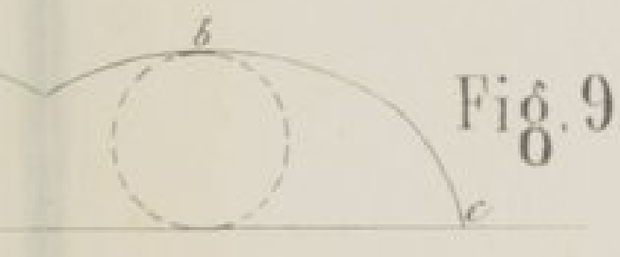
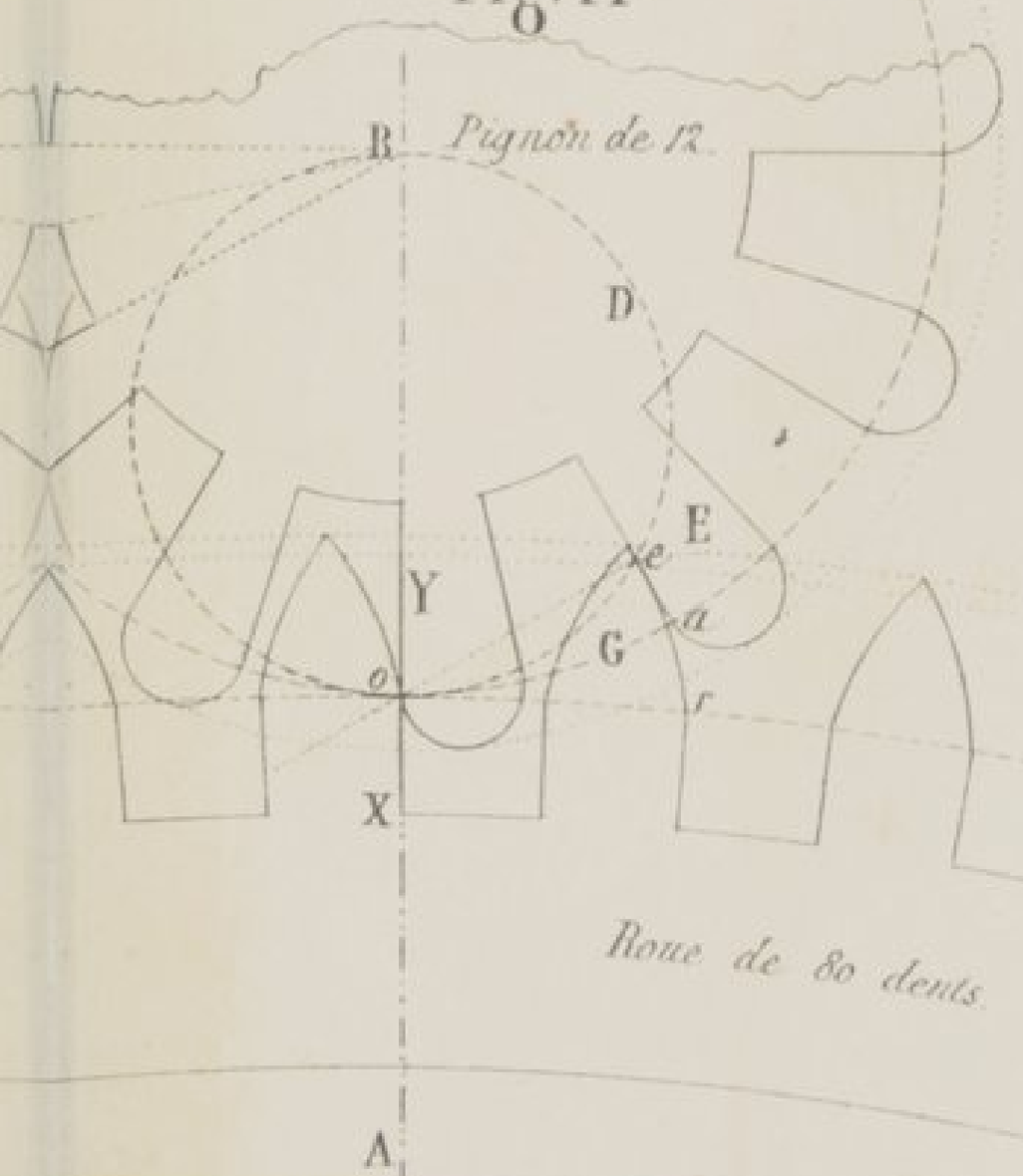


Fig. 9.

Fig. 14



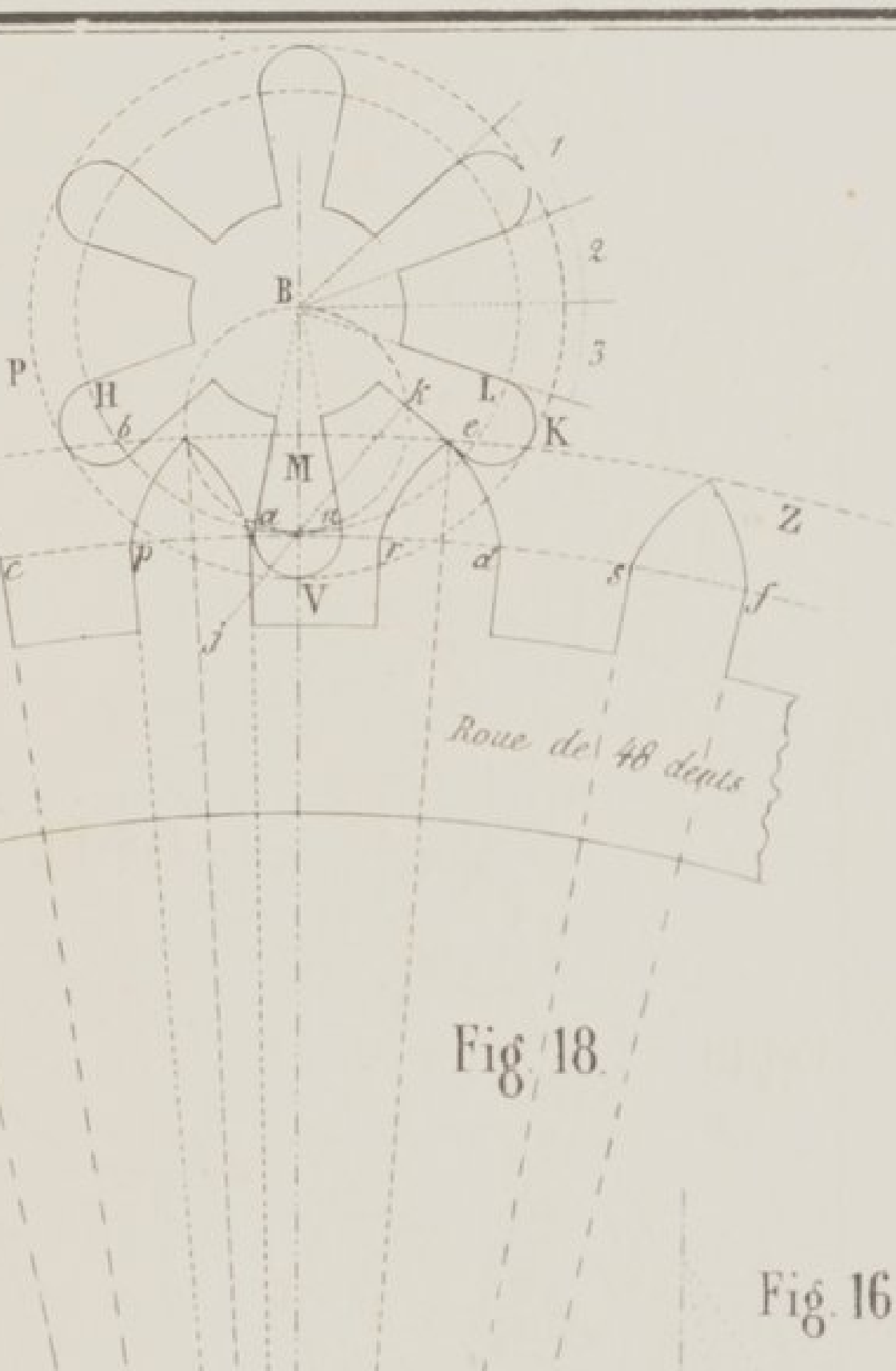


Fig. 18.

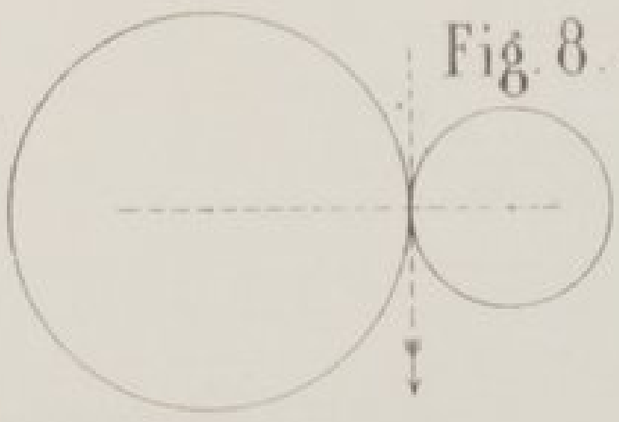
Fig. 16.





Fig. 17.

Fig. 8.



Paris, Lith. J^ues Grenon, r. S^t André des Arts 55.

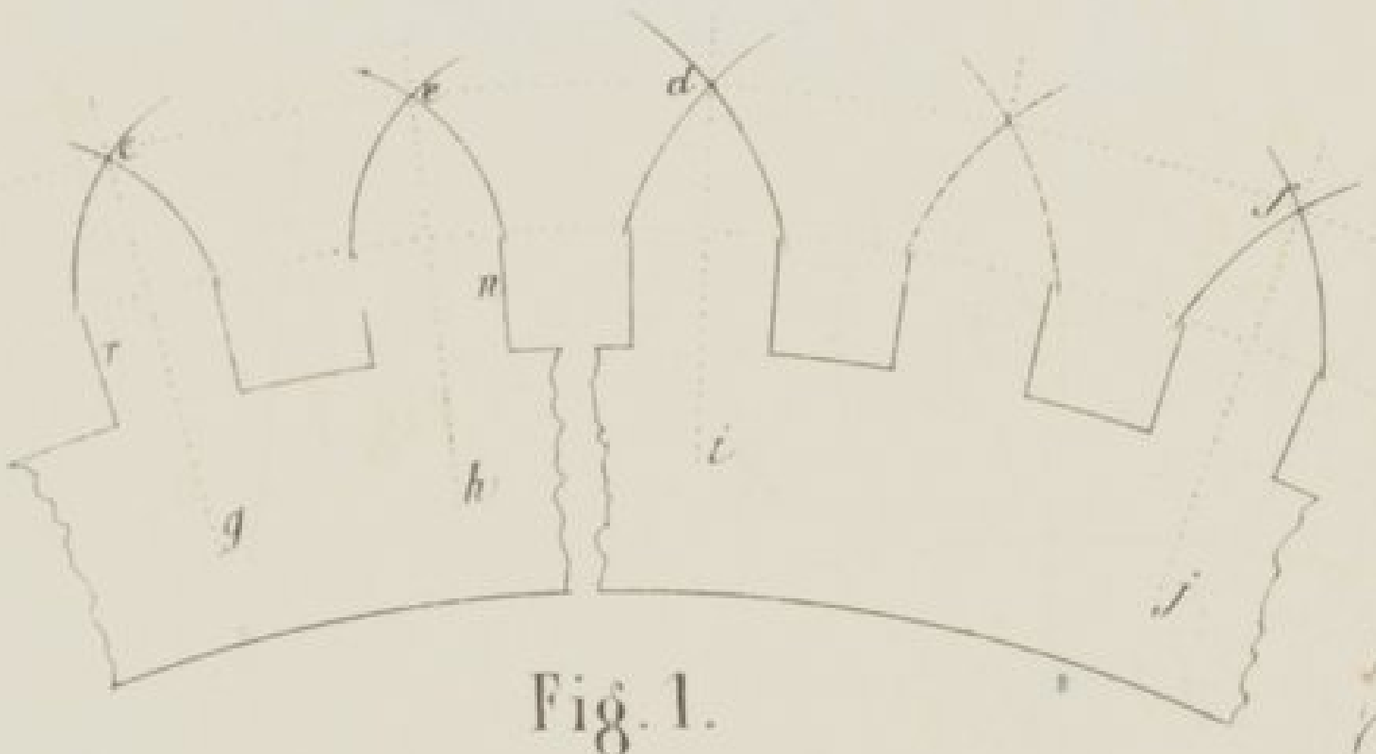


Fig. 1.

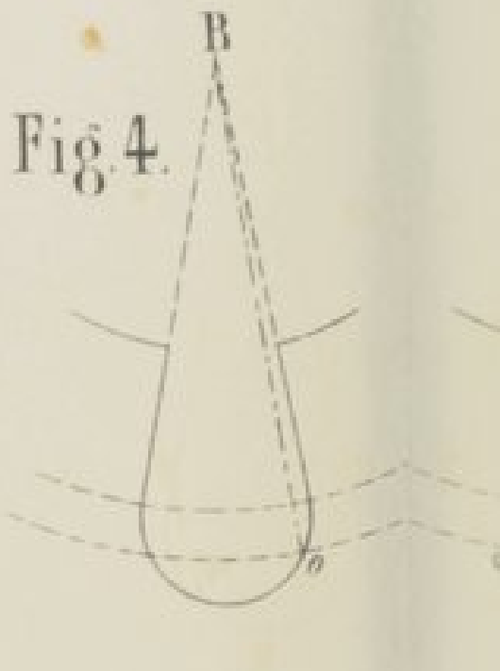


Fig. 4.

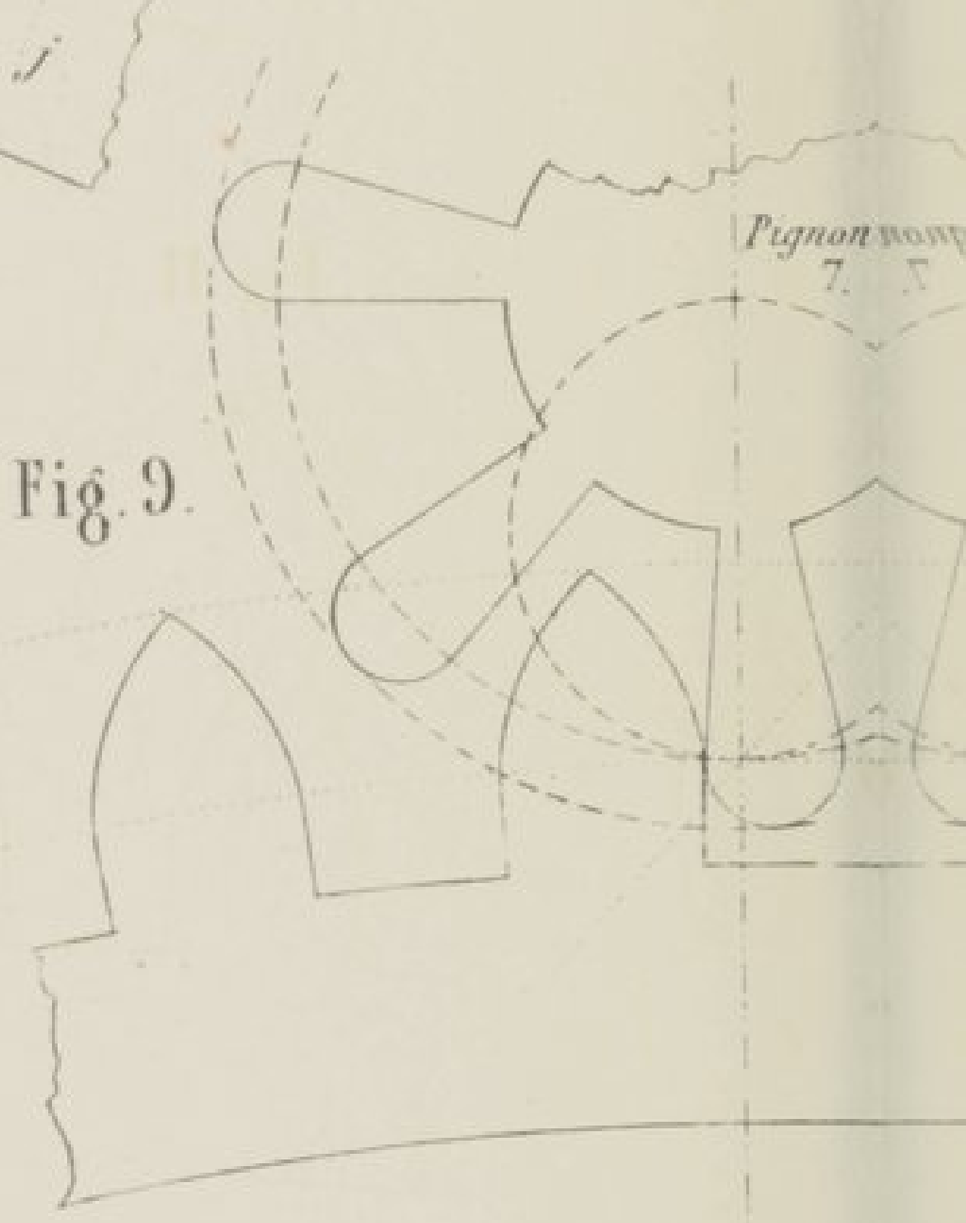


Fig. 9.



Fig. 8.



Fig. 2.

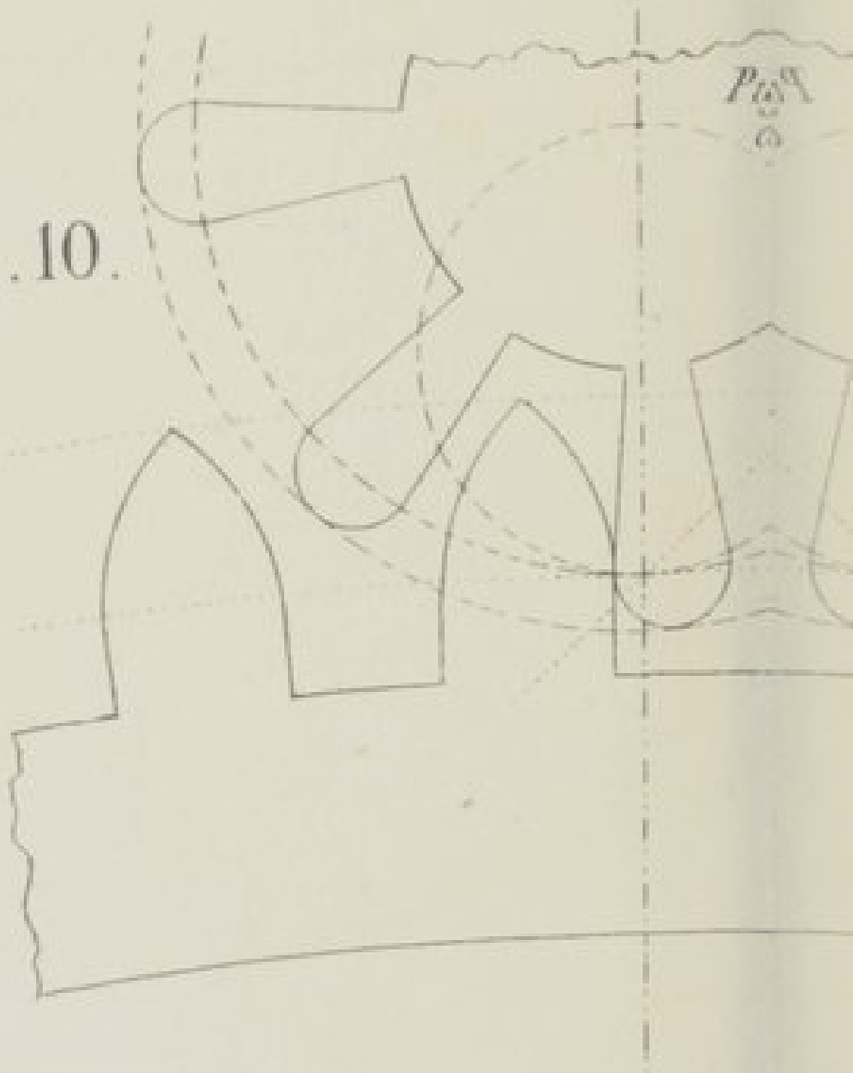


Fig. 10.

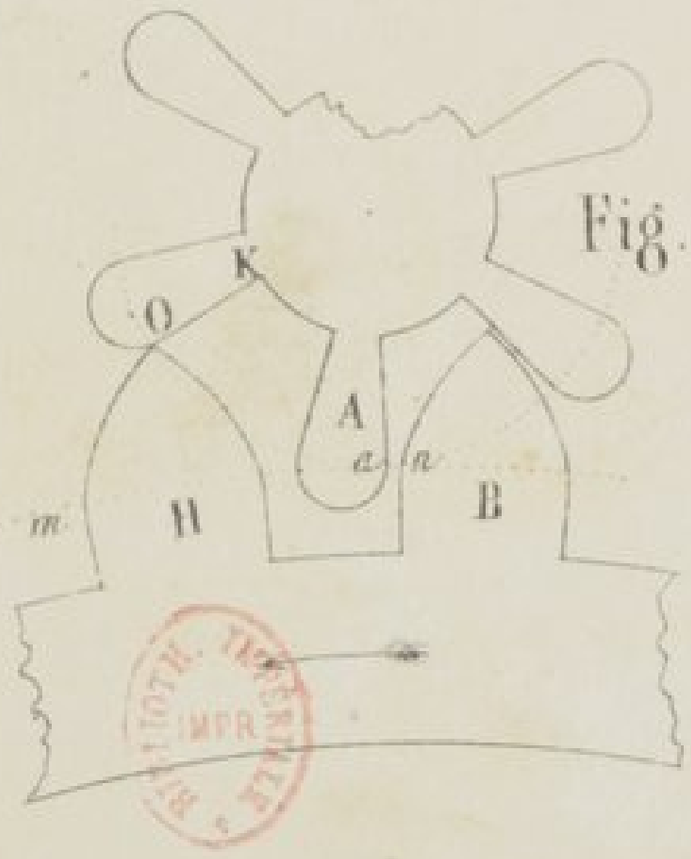


Fig. 3.

C. Saunier, del.

Fig. 5.

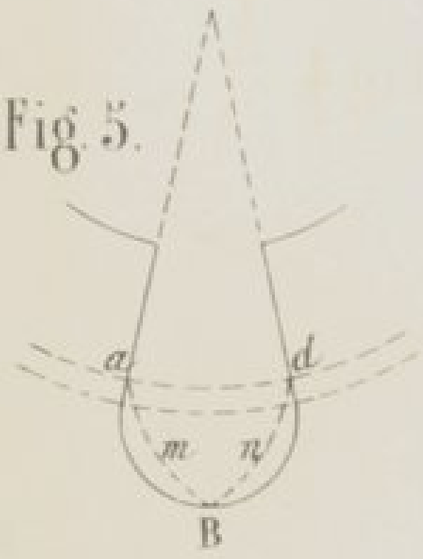


Fig. 6.

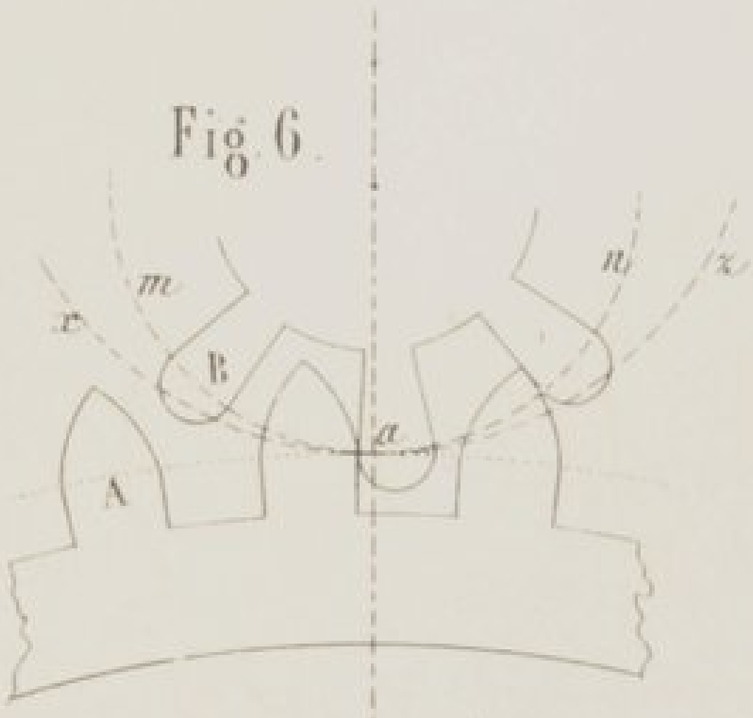


Fig. 7.

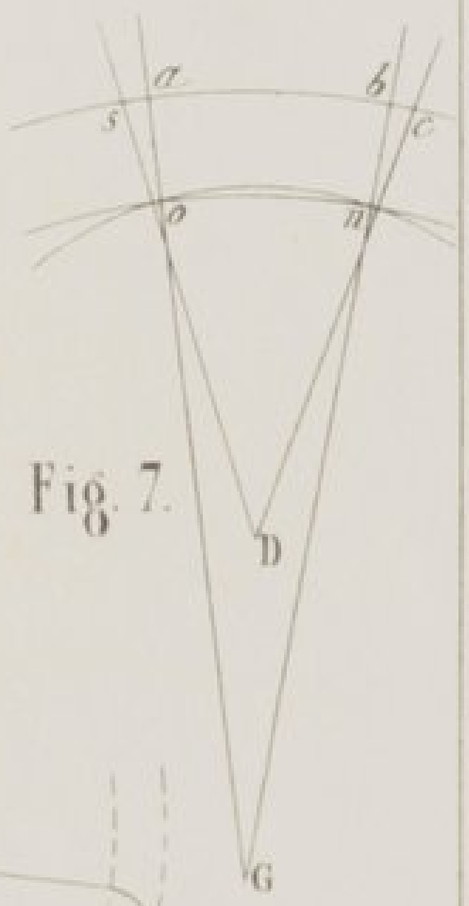


Fig. 11.

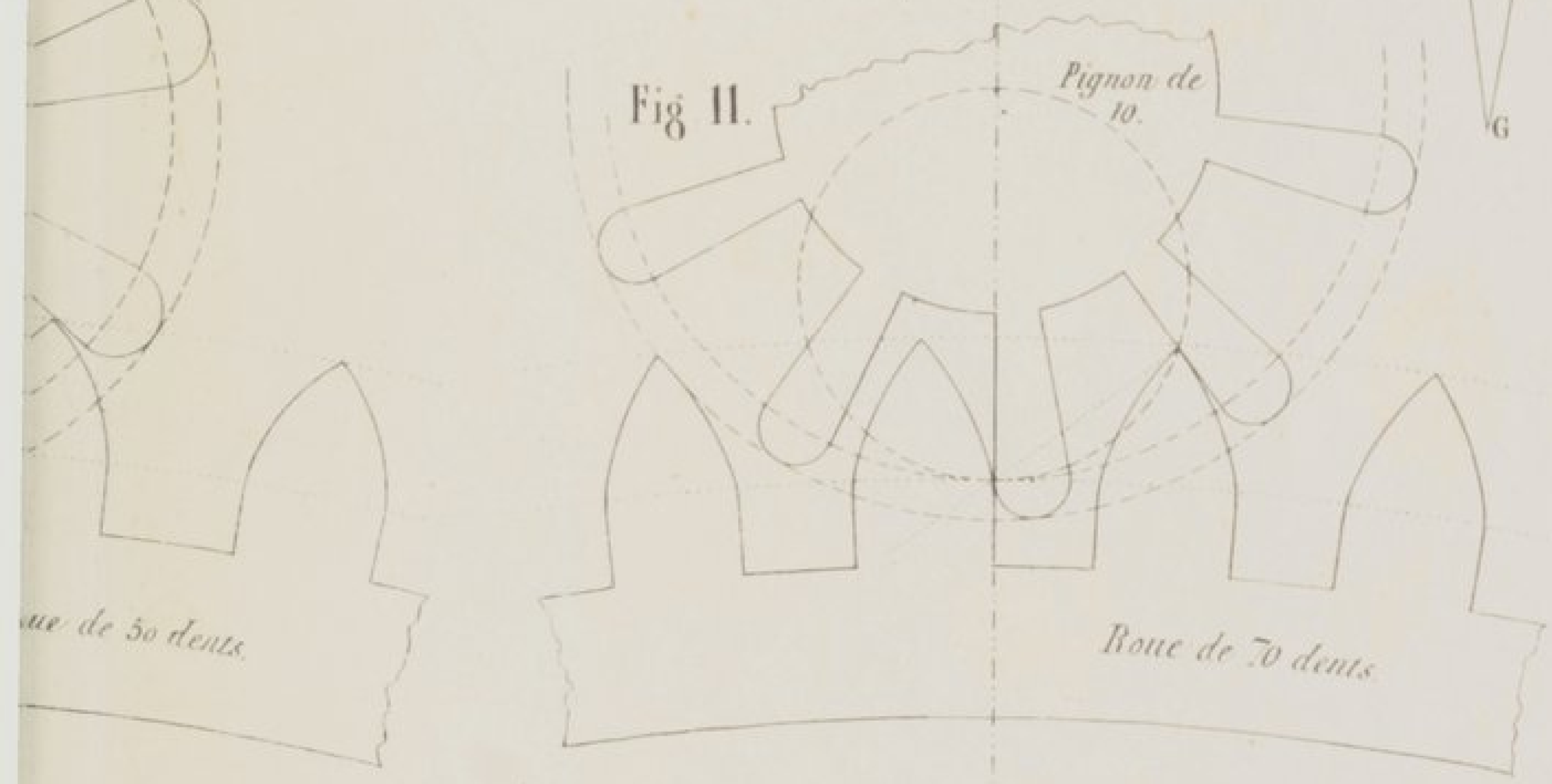
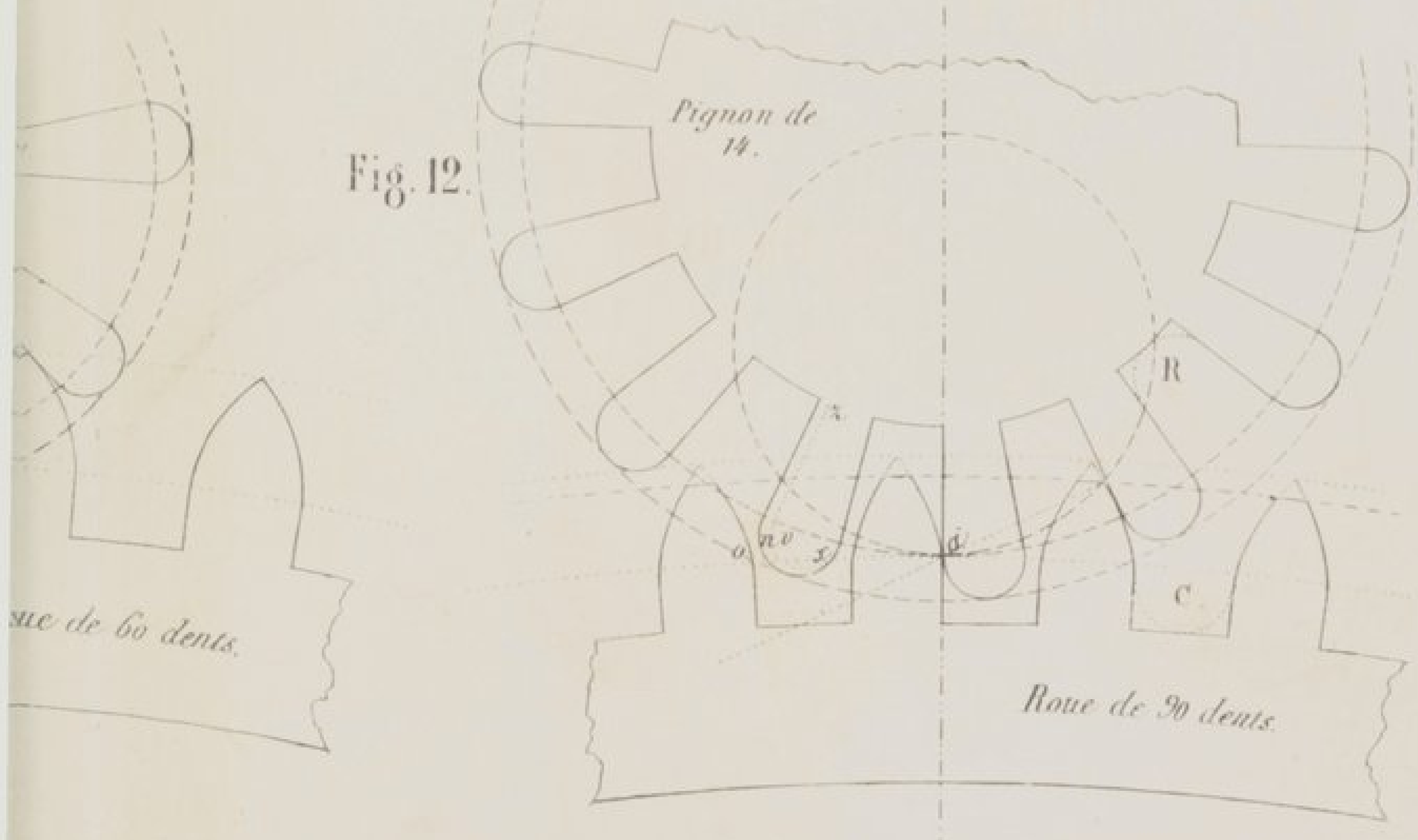


Fig. 12.



Paris Lith. J^{au} Gremont r. St André des Arts 55.

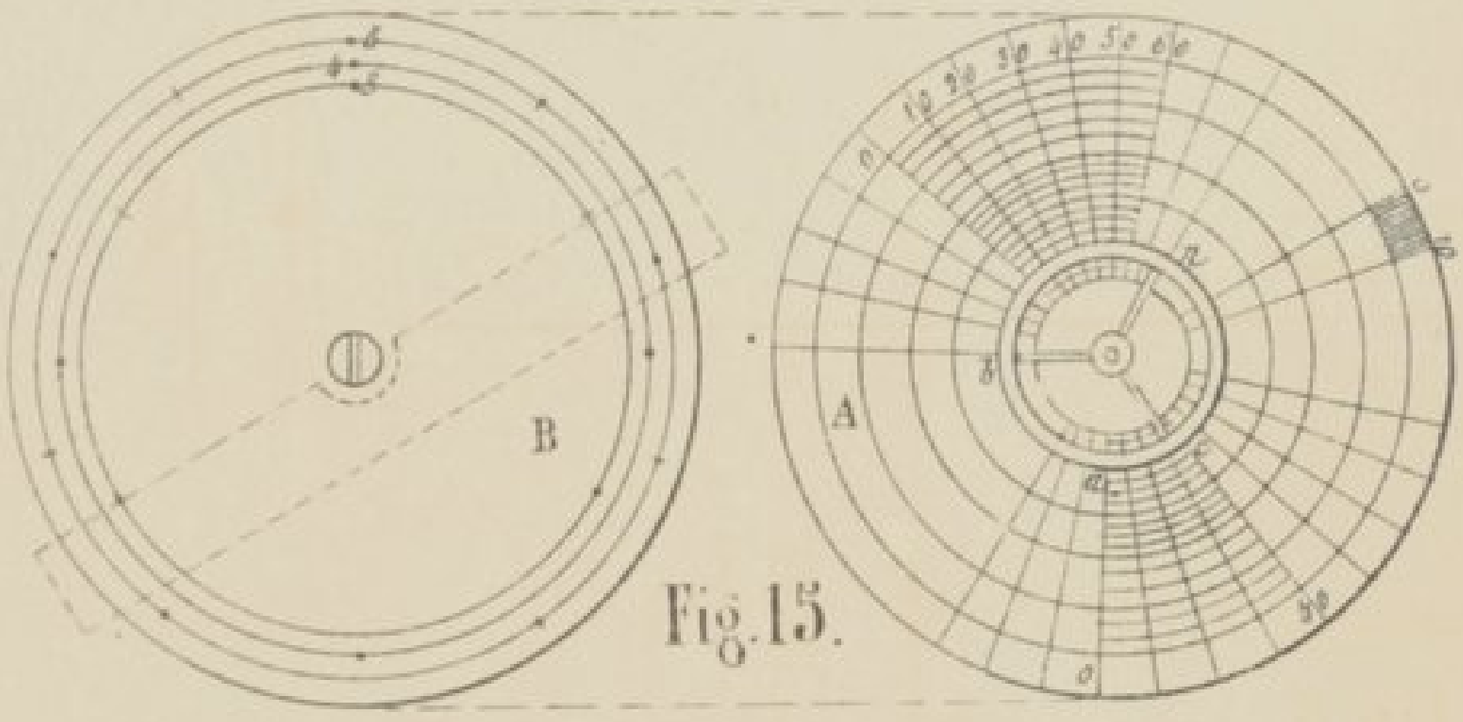


Fig. 15.

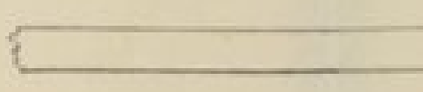
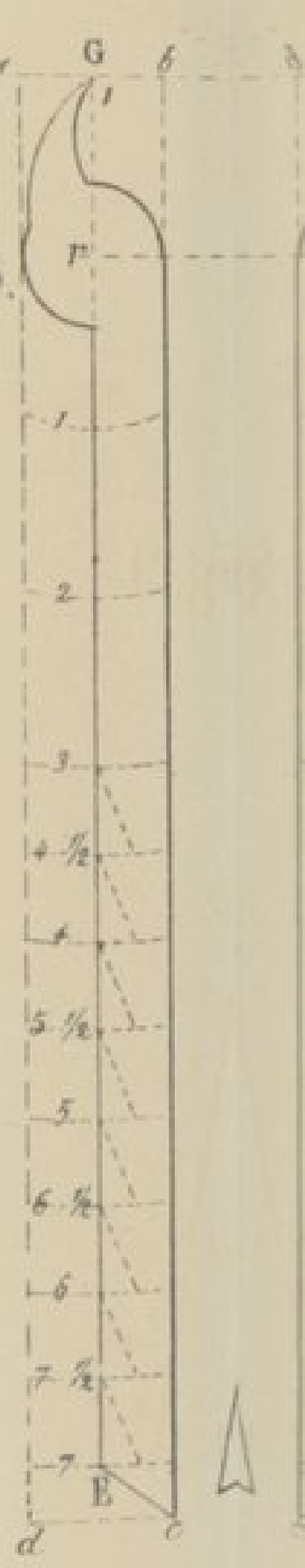


Fig. 8.



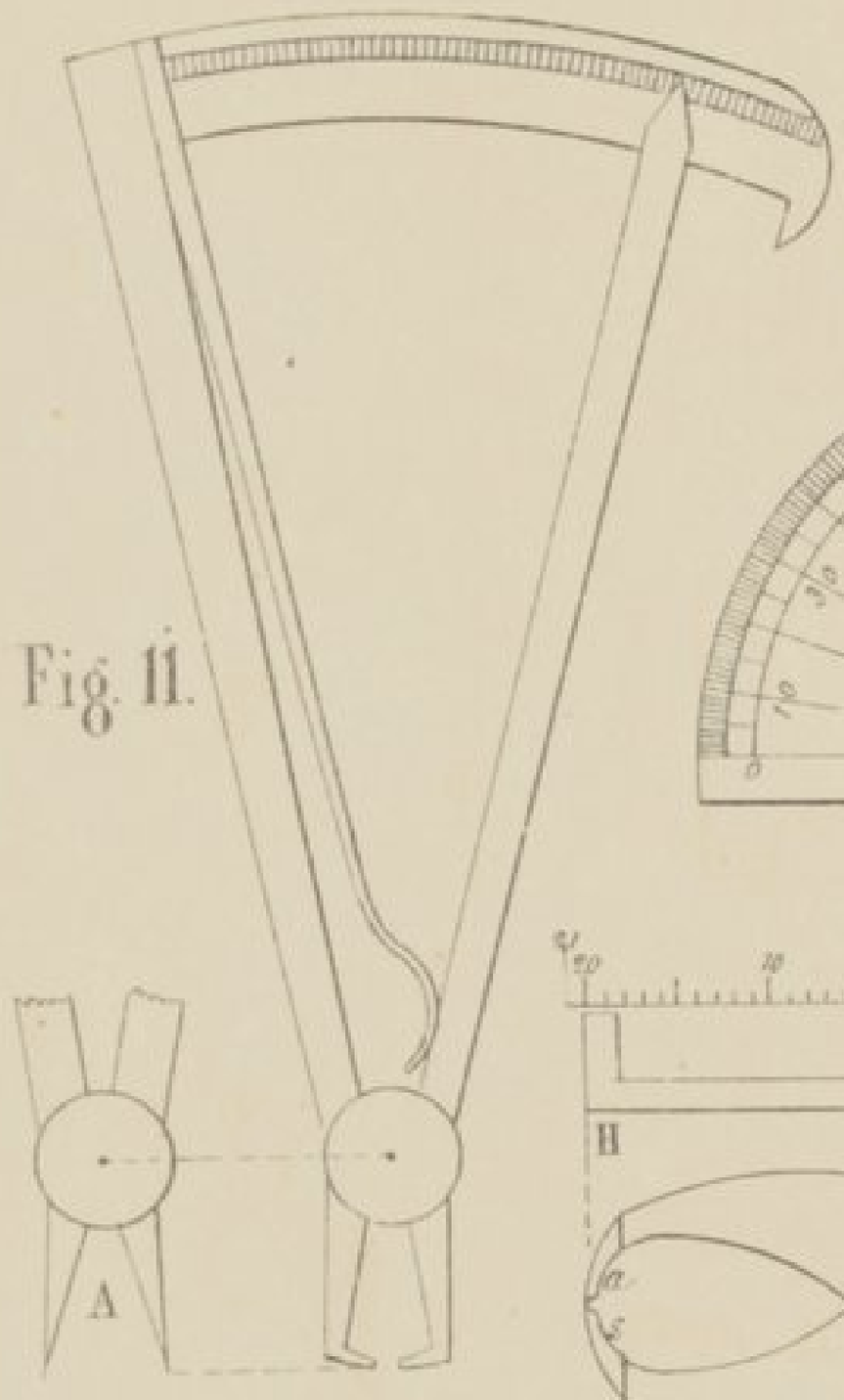


Fig. 11.

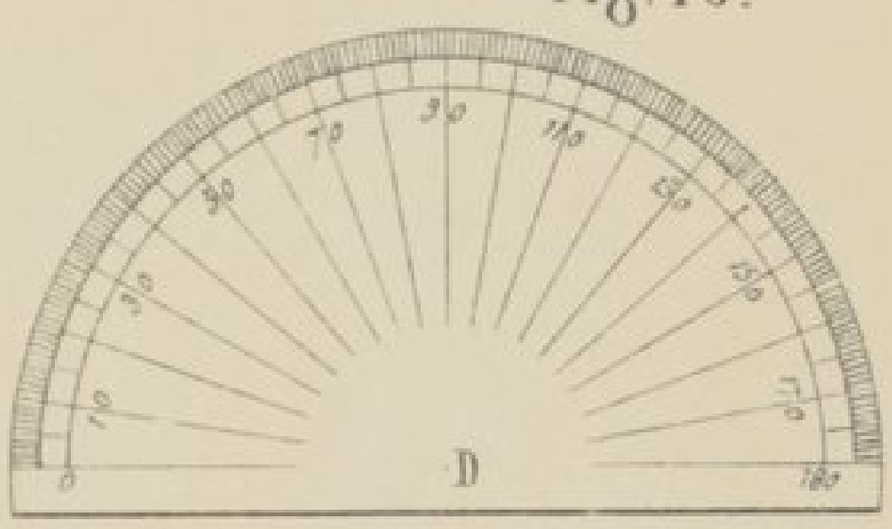


Fig. 16.

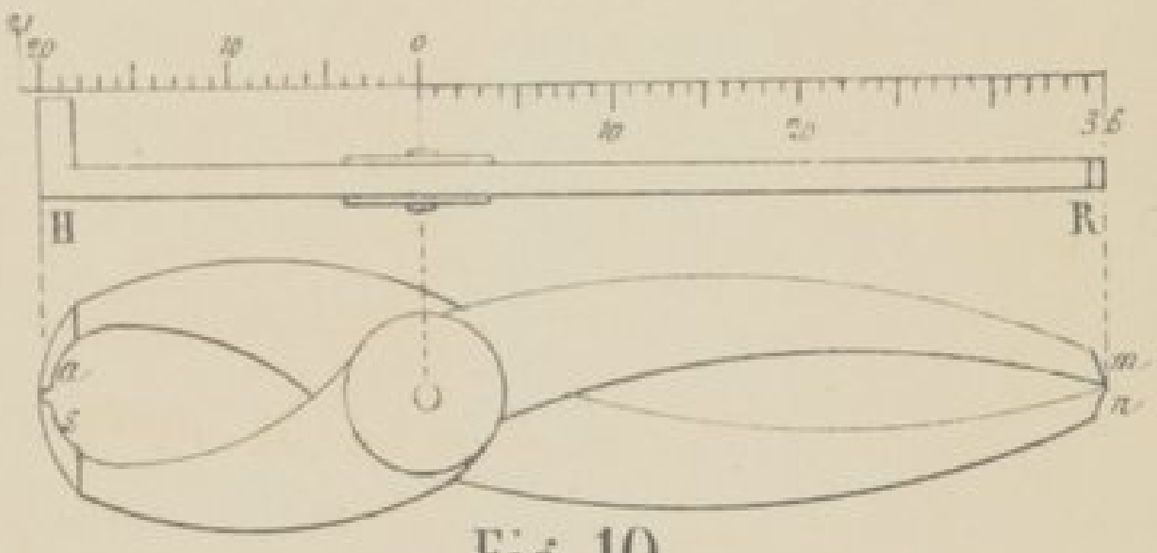


Fig. 10.

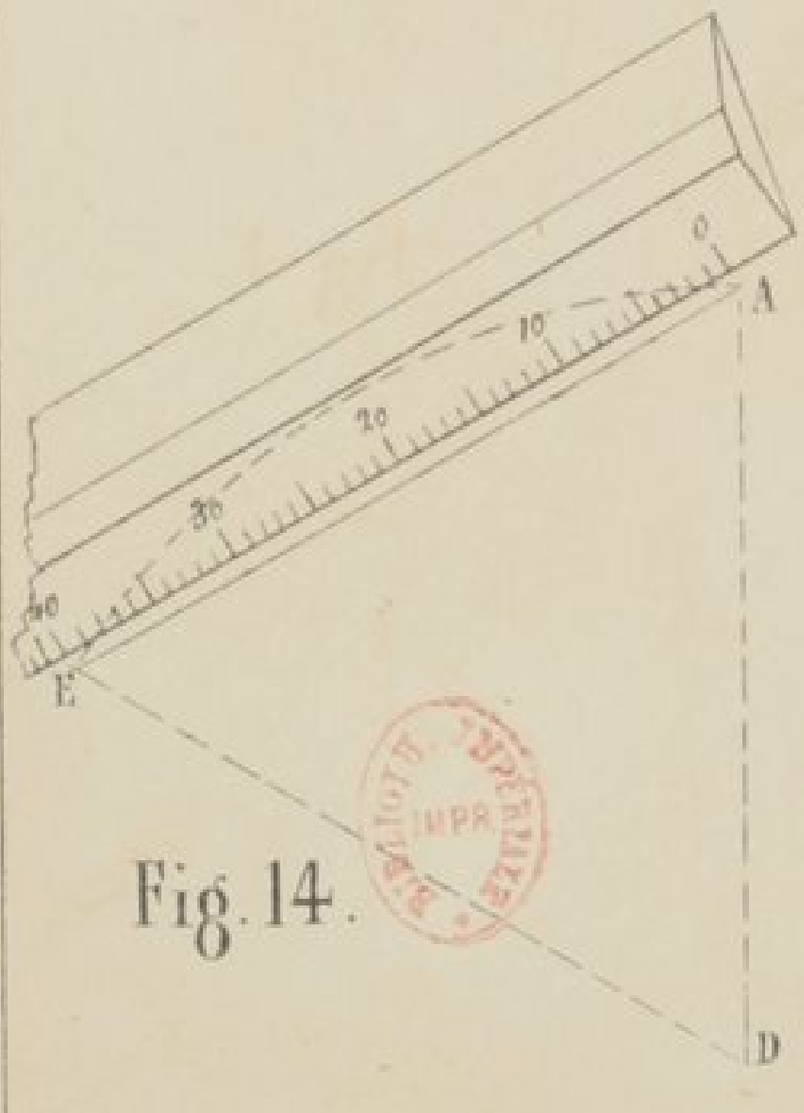


Fig. 14.

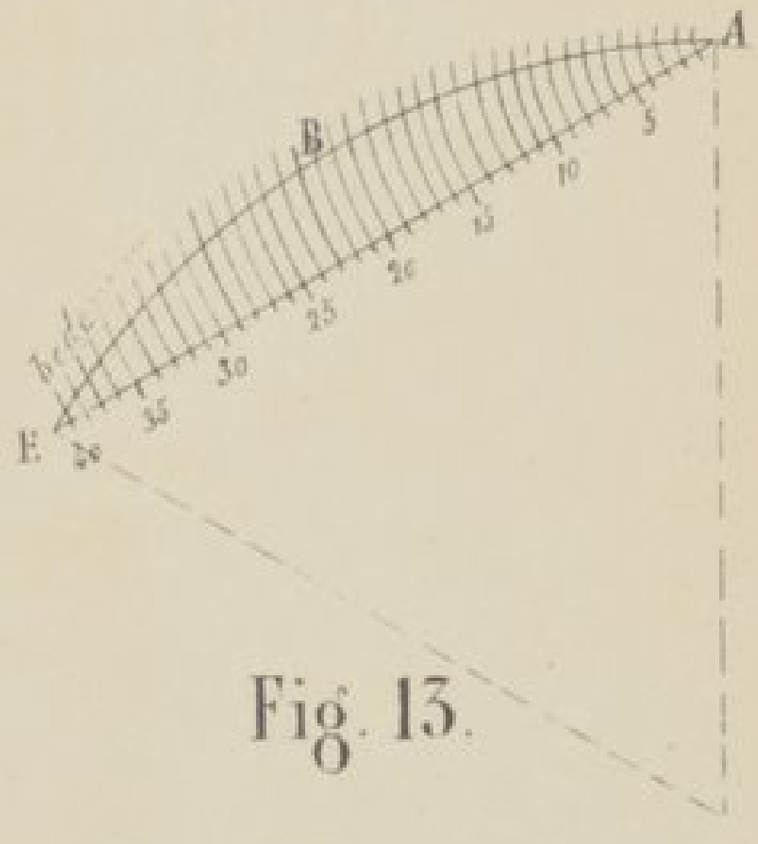
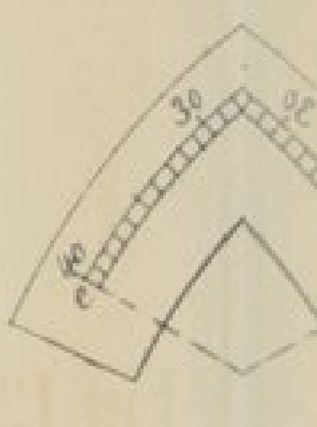


Fig. 13.



C. Saunier del.

Fig. 3.

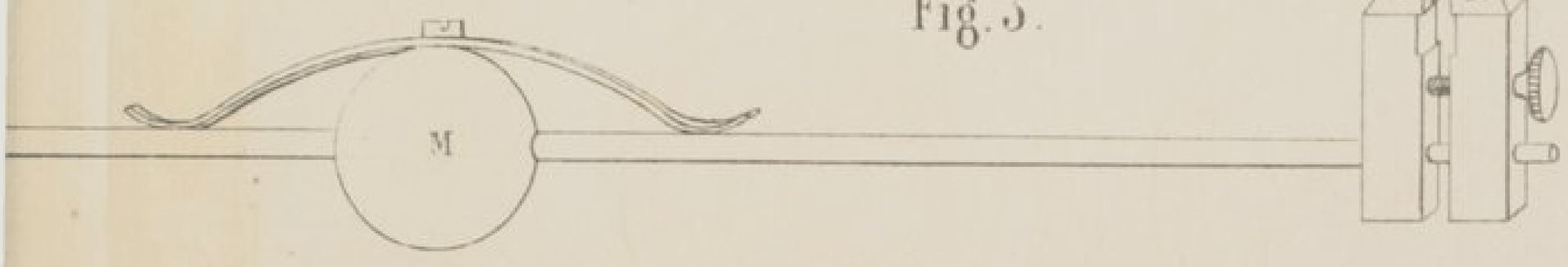




Fig. 6.

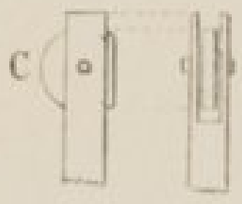
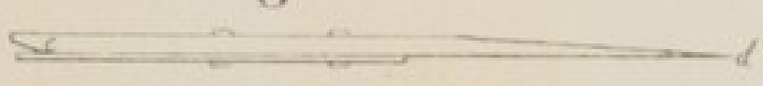


Fig. 7.



Fig. 9.

Fig. 5.



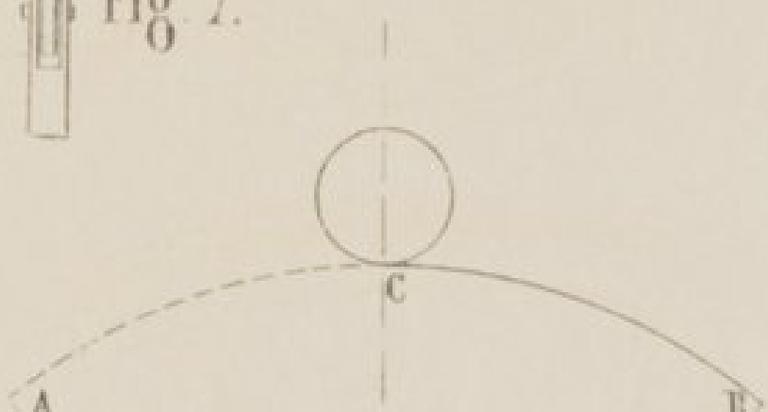
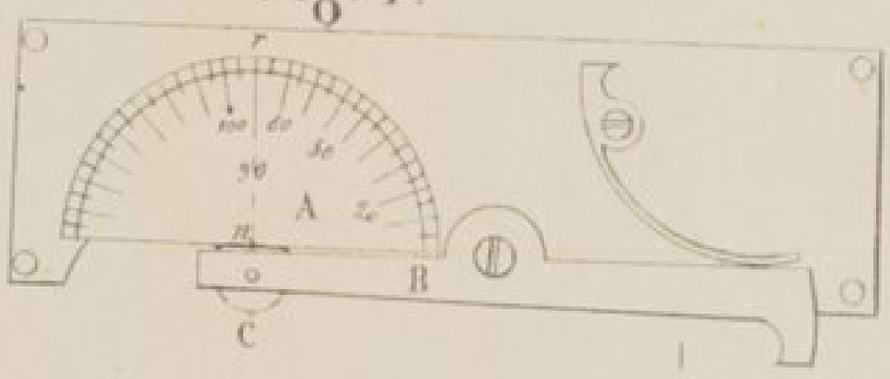


Fig. 2.

Fig. 4.



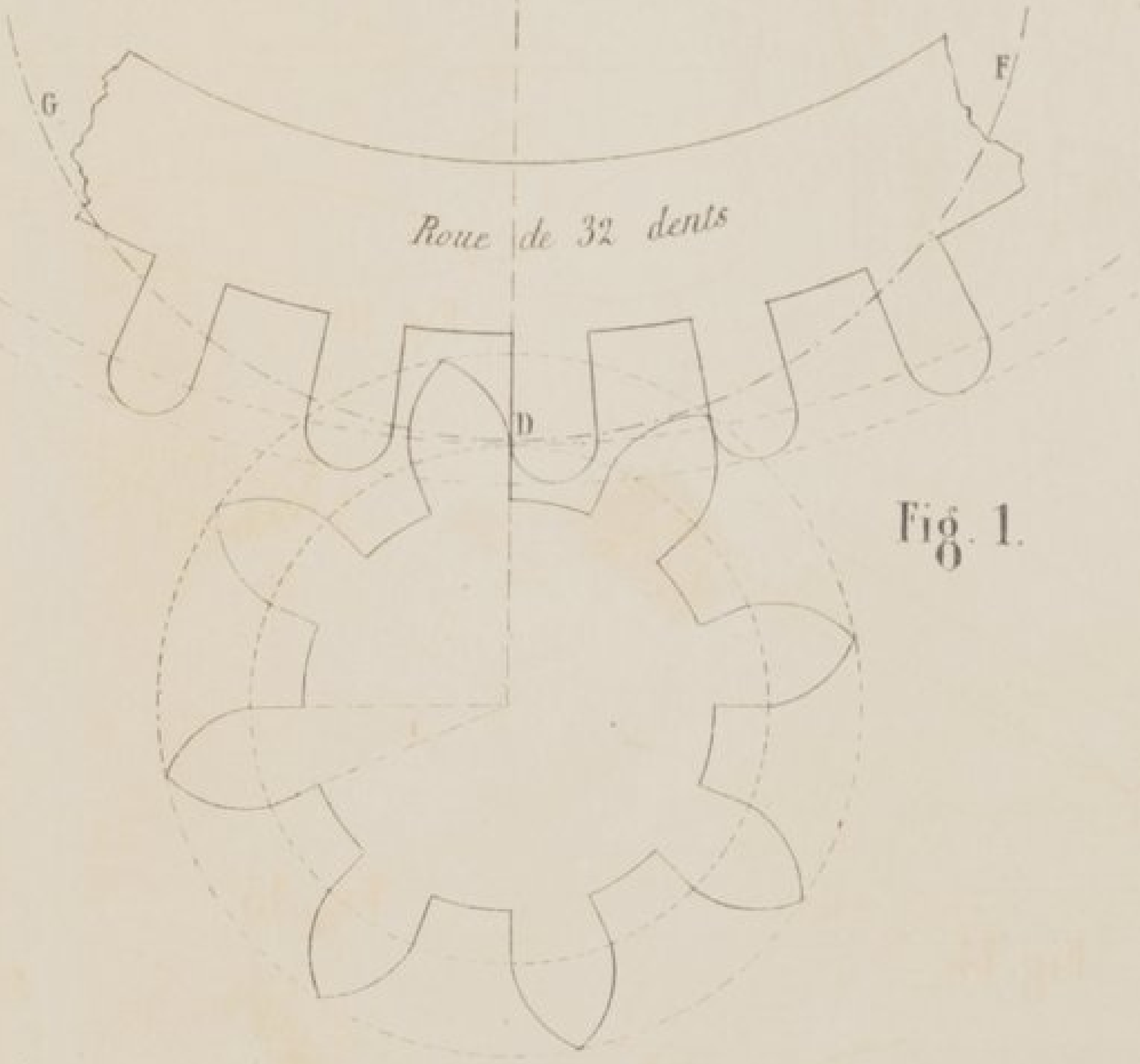


Fig. 1.

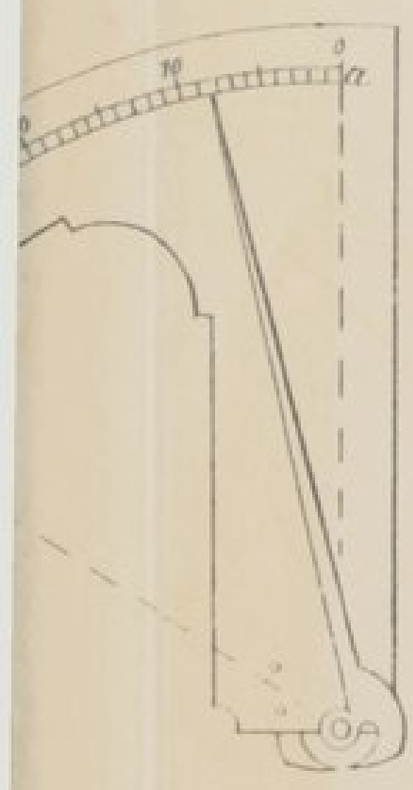


Fig. 12.

Paris, Lith.ie de Gremon, r.e St André des Arts 55.

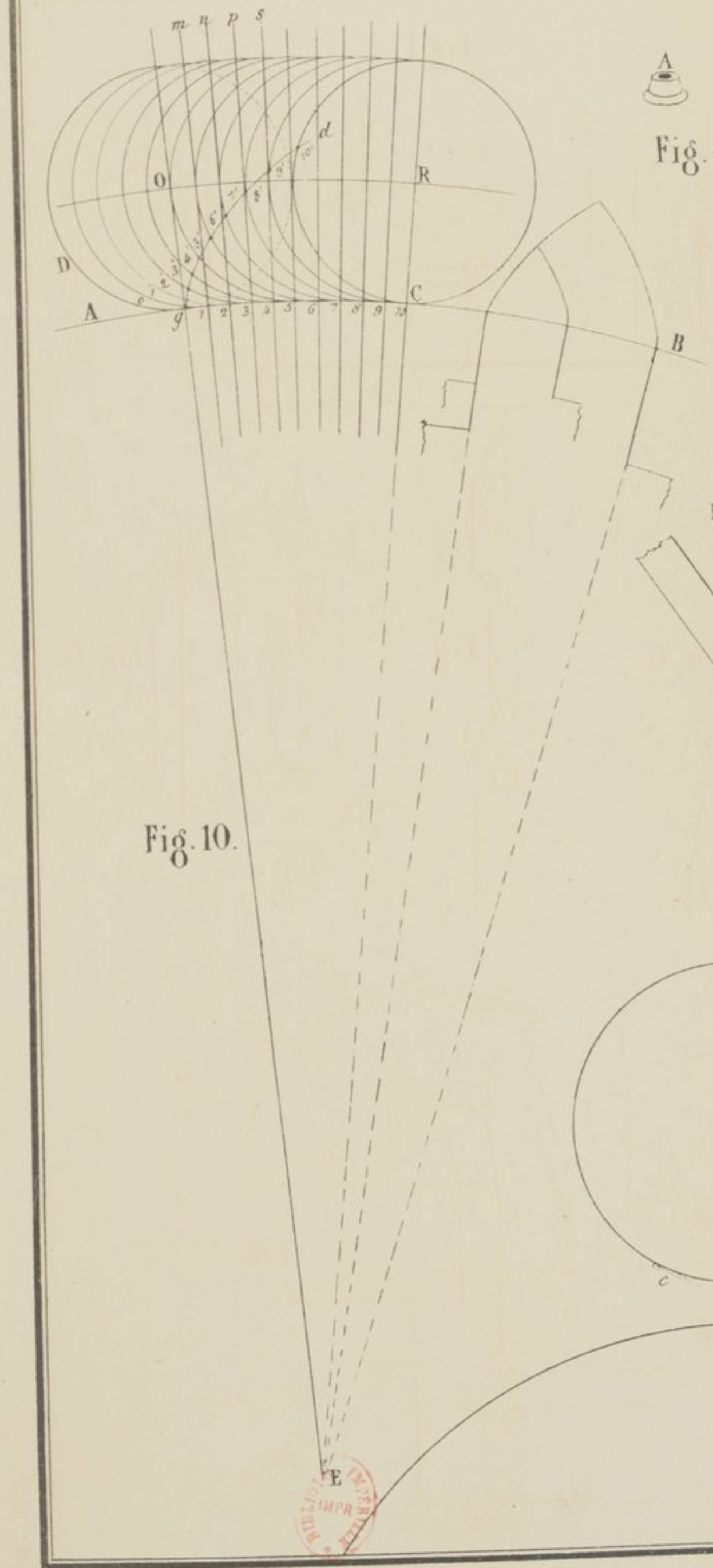


Fig. 10.

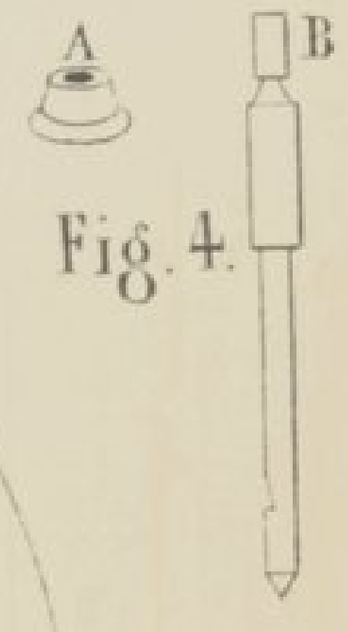
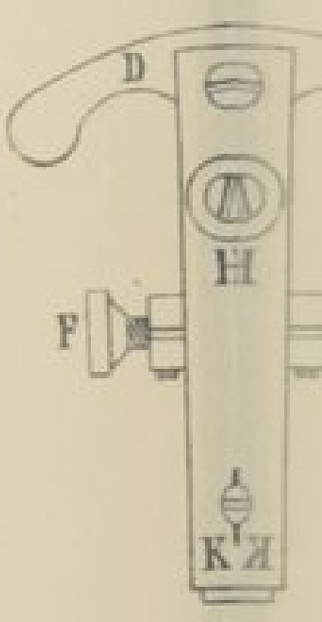


Fig. 4.



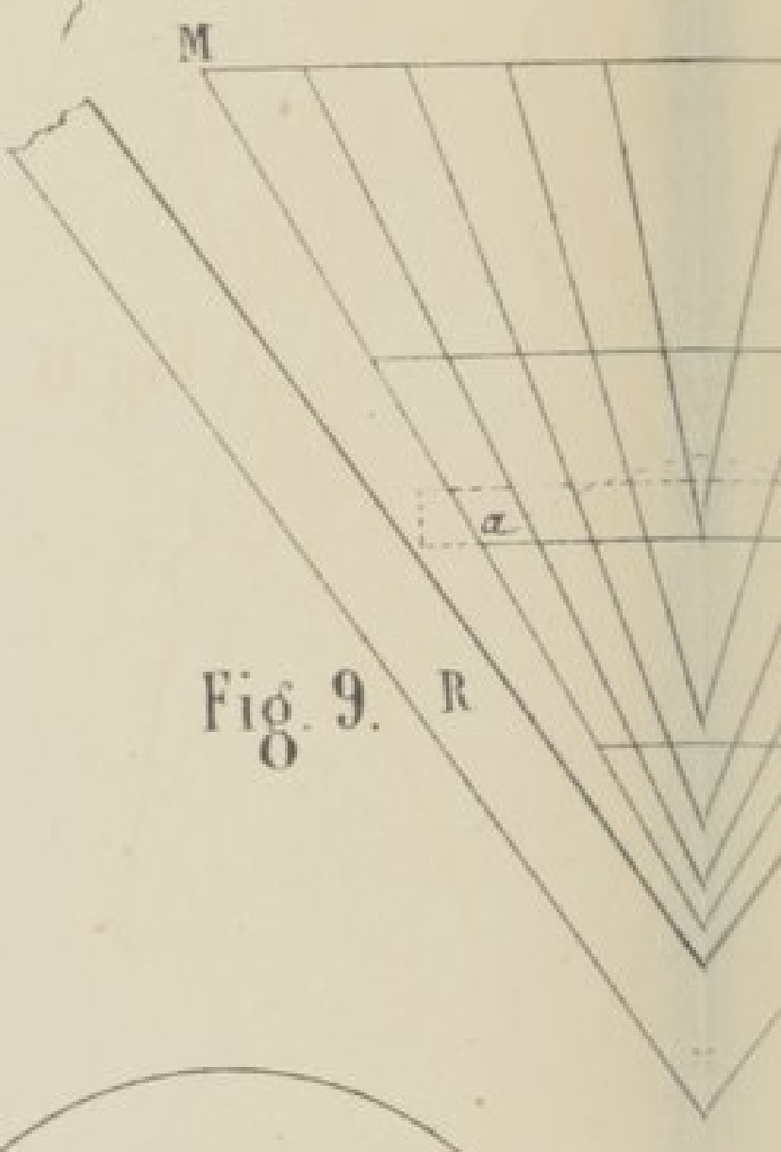


Fig. 9.

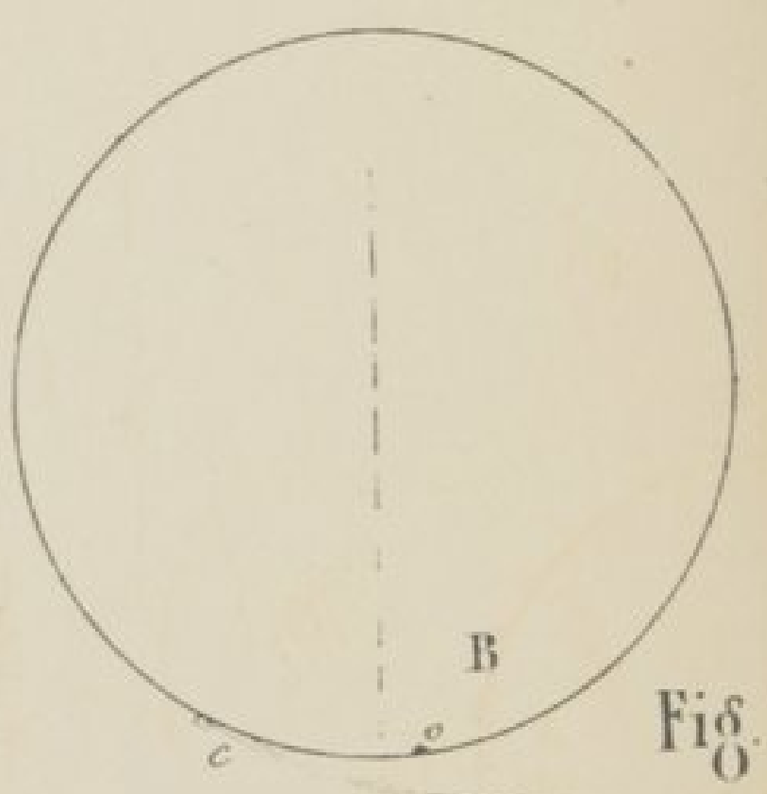


Fig. 11.

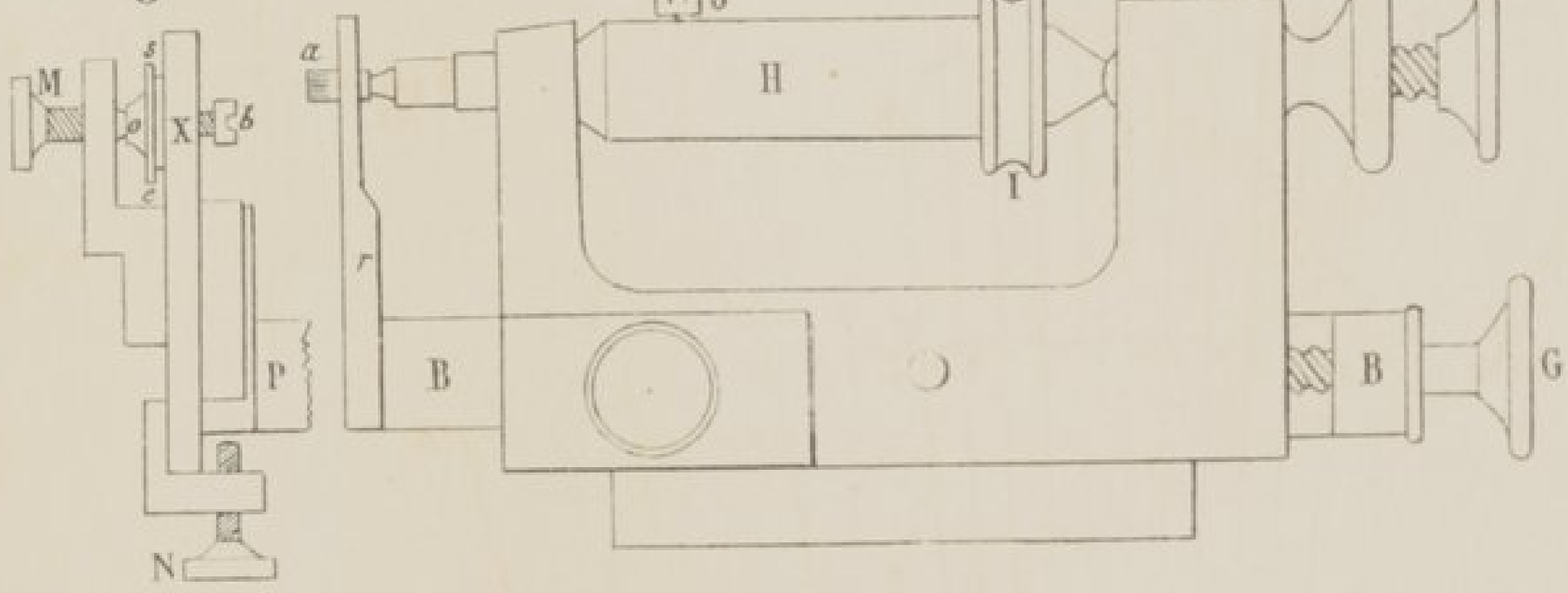
C. Saunier del.

Fig 1.

g. 3.



Fig. 2.



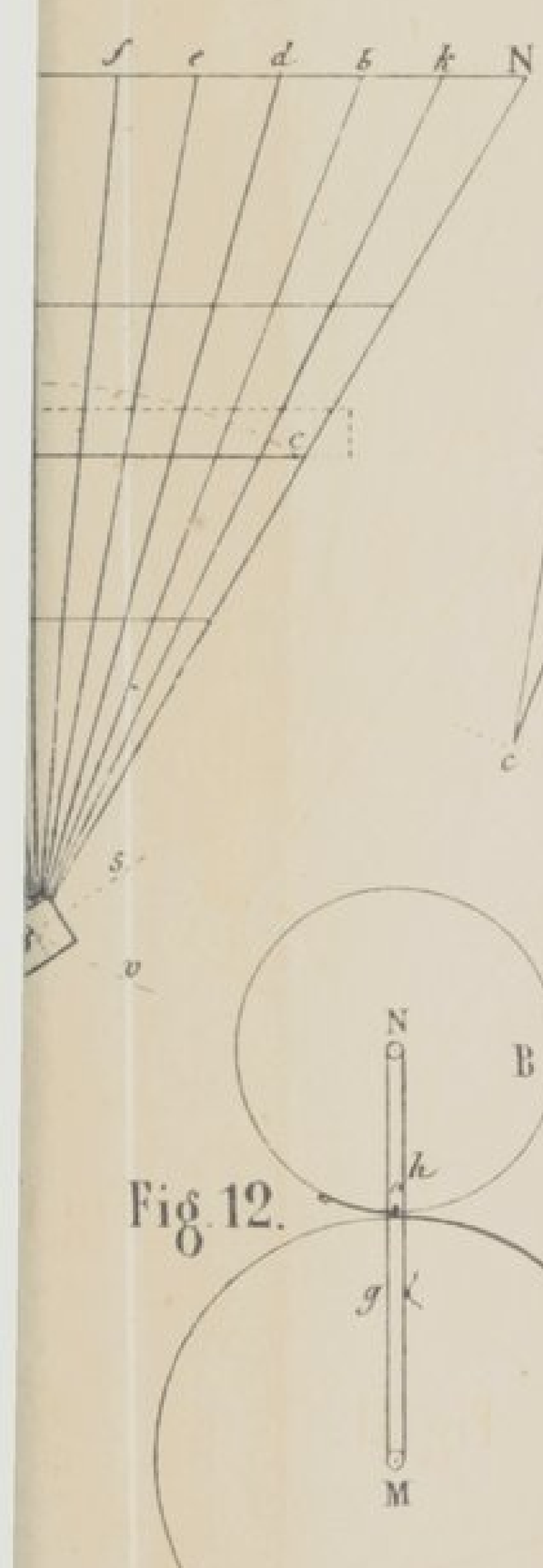




Fig. 8.



Fig. 7.

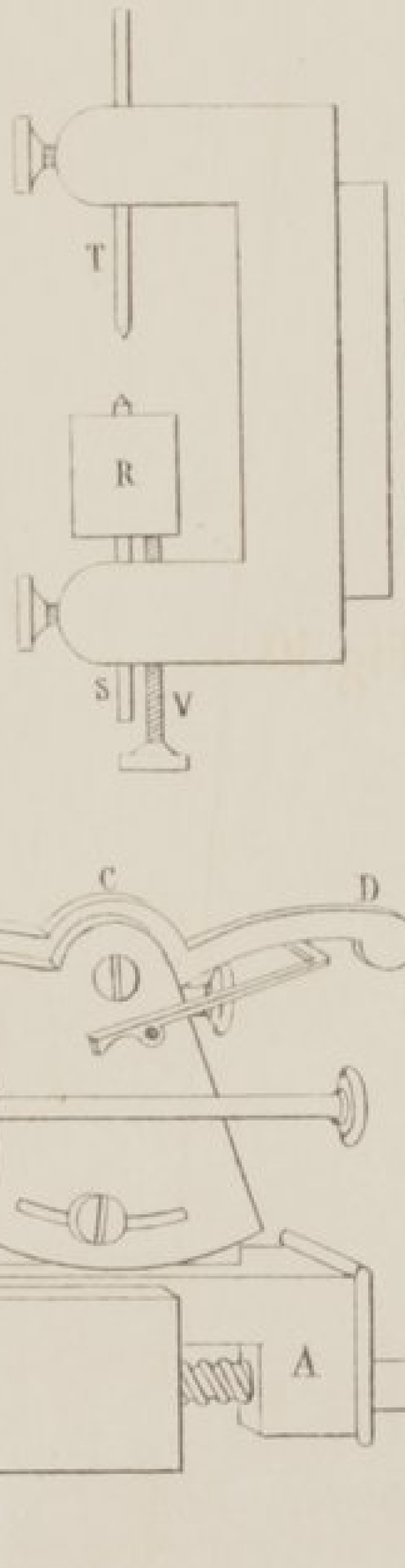


Fig. 6.

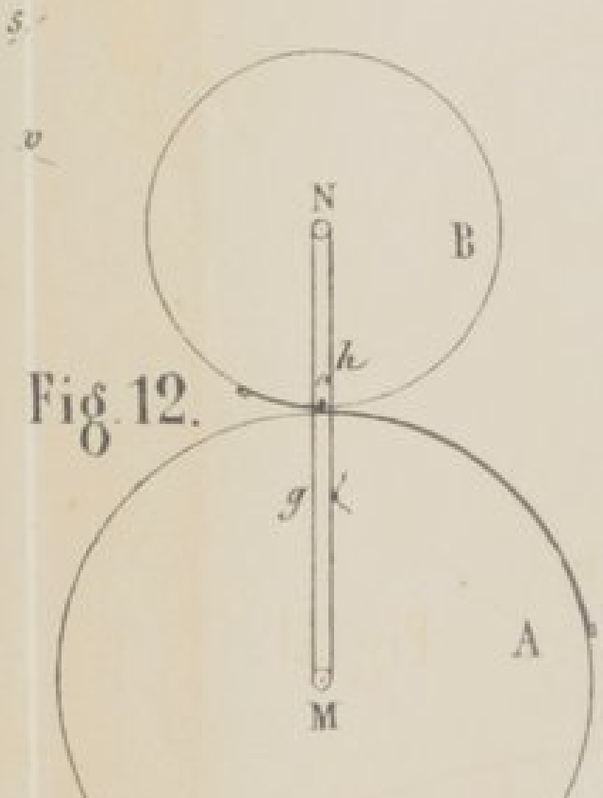


Fig. 12.

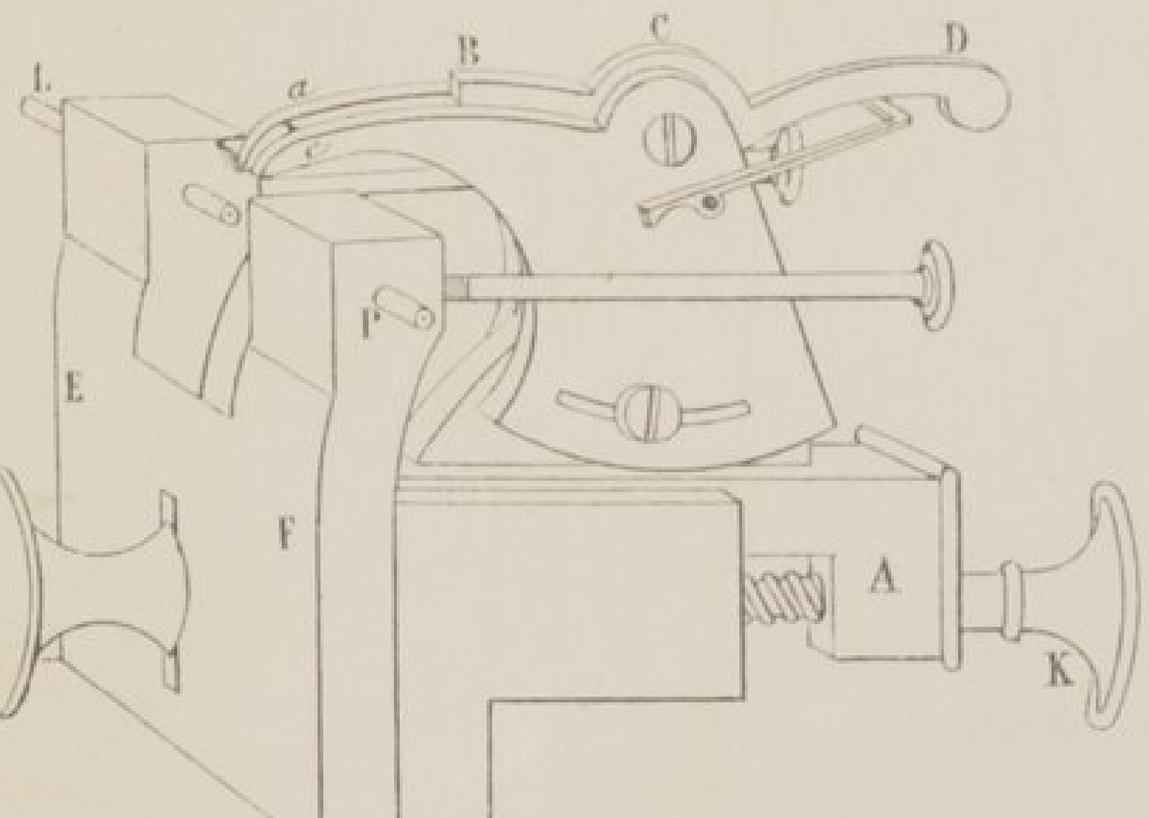


Fig. 5.

Paris, Lith.ie Gregoire, St André-des-Arts, 55.

BIBLIOTHEQUE NATIONALE DE FRANCE
3 7531 03267592 9

Pag.
Au lecteur.
Table.
Errata. - Explication de quelques signes, termes, etc.
PREMIÈRE PARTIE.
INTRODUCTION A L'ÉTUDE DES ÉCHAPPEMENTS.
Préliminaires.
Division des échappements.
Principes généraux.
Du modérateur et du régulateur.
Puissance réglante (article complété par celui: Quantité de mouvement).
Arc de levée. - Arc supplémentaire.
Chutes. -Séparation des organes en contact.-Réduction des frottements (article complété par ceux de la tangente, des frottements rentrants, etc.).
Complications mécaniques. - De l'huile.
Quantité de mouvement. - La puissance réglante d'un balancier est en raison de sa quantité de mouvement.
Les vitesses des balanciers sont entre elles comme les diamètres
Tous les balanciers ayant même quantité de mouvement n'ont pas môme puissance réglante.
Choix d'un balancier.
Des frottements. - Des frottements utiles.
Des frottements rentrants et sortants.
De la tangente des échappements.
De l'impulsion et du repos à la tangente.
Echappements à la tangente; roue de rencontre et cylindre.
Echappements à la tangente; Duplex et ancre.
Erreur de quelques horlogers relativement aux échappements tangents (**72**).
Conclusion (**73**). - Les éléments du succès se trouvent dans l'ensemble et non dans telle propriété isolée, etc.
ÉCHAPPEMENT A ROUE DE RENCONTRE.
CHAPITRE I. - Préliminaires.
Qualités et défauts.
Proportions adoptées à différentes époques par Thiout,
F. Berthoud (48), Tavan (49), Moinet et M. Wagner.
Tableau comparatif des différences de ces auteurs.
CHAPITRE II. - *Principes de l'échappement à roue de remontre.*
De l'ouverture.
De la levée.
De l'arc supplémentaire.
Du recul.
Inclinaison des dents de la roue.
Considérations pratiques à l'appui des principes.
Résumé du chapitre II.
CHAPITRE III. - *Détails pratiques.*
De la verge: sa mesure, son polissage, etc.
De la roue de rencontre (soins pour sa construction, etc).
Des pivots et des trous (en laiton).
Du balancier.
Du spiral (compléter cet article avec les n^{os} **561, 362, 365**).
De la levée et du renversement.
Marquer les points de levée. - Entailler la coulisse.
De l'isochronisme avec échappement à roue de rencontre.
CHAPITRE IV. - *Des causes des arrêts et des variations* de l'échappement à roue de rencontre.
ÉCHAPPEMENT A CYLINDRE.
CHAPITRE I. - Préliminaires.
Qualités et défauts.
Dénomination des parties. - Fonctions de l'échappement.
CHAPITRE II. - *Proportions adoptées à différentes époques* par Jodin, Lepaute, Jurgensen (85), F. Berthoud,
Tavan (87), Moinet (88), M. Wagner.
Tableau comparatif des différences de ces auteurs.
CHAPITRE III. - *Principes de l'échappement à cylindre.*
De la forme des dents (citations de Jodin et Moinet).
Des inclinés droit et courbe.
Rôle du spiral pendant la levée.
De la levée réelle et de la levée apparente.
De la chute (son influence sur le réglage, etc.).
De la hauteur du plan incliné.
Des forces accélératrice et retardatrice.
Tableau des hauteurs relatives des plans inclinés.
De l'influence du poids du balancier sur la hauteur de l'incliné.
De l'ouverture du cylindre.
De la forme des lèvres.
Grosseur des axes. - Grandeur des roues.
Faits et considérations pratiques à l'appui des principes.
Résumé du chapitre III.
CHAPITRE IV. - *Détails pratiques.*
Mesure pratique de la hauteur de l'incliné.
Détails pratiques sur la roue de cylindre.
Détails pratiques sur le cylindre.
De la piqûre du cylindre.
Vérification de la levée.
Vérification de la chute.
Des pivots. - Des trous en pierre (à compléter par le n° **354**).
Du spiral (à compléter par les n^{os} **361, 362, 365**).
Du balancier. - Des vibrations par heure.
Du renversement.
Des points de repère pour la levée des degrés.
Vérification pratique de l'échappement sur le compas.
Vérification de l'échappement en place.
Du réglage dans les positions horizontale et verticale (article à compléter avec les n^{os} **374, 389, 390**).
CHAPITRE V. - *Des causes des arrêts et des variations* de l'échappement à cylindre

CHAPITRE VI. - *Pratique de la construction d'un échappement a cylindre.*
Construction de la roue.
Construction du cylindre.
Remarque sur le cylindre en pierre.
ÉCHAPPEMENT DUPLEX.
CHAPITRE I. - Préliminaires.
Dénomination des organes.
Jeu de l'échappement.
Des proportions adoptées par divers auteurs. - Tavan. - Jurgensen. - Moinet. - M. Wagner, etc.,
Tableaux comparatifs des différences de ces auteurs.
CHAPITRE II. - *Principes de l'échappement Duplex.*
Grosseur du rouleau.
Grande levée. - Longueur du doigt.
Proportion entre les diamètres des deux roues.
Position de la dent d'impulsion.
Petite levée. - Pénétration de la dent dans le rouleau. - De la coche du rouleau.
De la chute (dite première).
Résumé.
Dessiner un échappement Duplex.
CHAPITRE III. - *Détails pratiques et d'exécution.*
De la roue.
Exécution de la roue.
Des pivots et des trous (à compléter par les n^os^ **354, 357**).
Du spiral (à compléter par les n^os^ **361, 362, 365**).
Du balancier (à compléter par les n^os^ **389, 390**).
Vérification de l'échappement sur le compas.
Vérification de l'échappement en place.
CHAPITRE IV. - *Des causes des arrêts et des variations* de Péchappement Duplex.
Observations finales.
ÉCHAPPEMENT A ANCRE.
CHAPITRE I. - Préliminaires.
Dénomination des parties. - Jeu de l'échappement.
Proportions adoptées à différentes époques.
CHAPITRE II. - *Principes de l'échappement à ancre.*
Déterminer le centre de l'ancre.
Du dégagement. - De l'impulsion.
Du tirage ou recul.
De la levée. - Hauteur des inclinés. - Position du bouton, etc.
De la forme des inclinés de l'ancre.
Forme et inclinaison des dents.
Largeur des becs de l'ancre et des dents de la roue.
De la fourchette.
Jeu du bouton dans l'entaille de la fourchette.
Grosseur du bouton.
Grandeur du plateau.
De la chute. - Ouverture de l'ancre. - Résumé.
Observations sur l'ensemble de l'échappement.
Dessiner un échappement à ancre.
Différences de construction.
Application des principes. - Calculer les proportions d'un échappement par les méthodes courantes.
Par les méthodes trigonométriques.
CHAPITRE III. - *Détails pratiques.*
De la roue.
Exécution de la roue.
De l'ancre.
Exécution du calibre de l'échappement (à compléter par le n° **392**).
Exécution de l'ancre.
Fendage de l'ancre; faire le plateau, etc.
Ancre à levées couvertes. - Grosseur du rouleau.
Des pivots et des trous (erreurs concernant les trous en pierre. - Pivot conique, etc.)
Du spiral. - De l'isochronisme. - De la longueur du spiral. - De sa forme. etc. (à compléter par le n° **391**).
Du balancier. - Balancier ordinaire et compensateur.
Exécution du balancier compensateur.
Réglage par le balancier compensateur.
Du réglage pour l'usage civil. - Vérification de l'échappement sur le compas.
Vérification de l'échappement en place.
CHAPITRE IV. - *Des causes des arrêts et des variations* de l'échappement à ancre.
Observation importante concernant l'échappement à ancre.
ARTICLES COMPLÉMENTAIRES.
De la compensation naturelle.
Du compensateur bi-métallique.
Du spiral trempé.
Note concernant le tracé d'un calibre d'ancre (**392**).
DEUXIÈME PARTIE.
Calcul des vibrations. - Préliminaires.
Calculer les vibrations.
Calculer les heures de marche d'une montre.
INTRODUCTION A L'ÉTUDE DES ENGRENAGES.
Préliminaires.
Du levier considéré par rapport aux engrenages. - Du levier droit.
Rapport des forces et des vitesses.
Du levier courbe. - Application.
Décomposition des forces.
Résumé des principes applicables aux engrenages.
De la cycloïde et de l'épicycloide.
Propriété de ces courbes. - Du choix de l'épicycloïde.
Comment la forme épicycloïdale satisfait aux conditions d'un heu engrenage.
Résumé.
Des cercles et des diamètres primitifs.

Du rapport des diamètres primitifs aux nombres dentures.
Déterminer la grandeur des diamètres primitifs.
Des excédants.
De la menée avant et après la ligne des centres.
Des frottements rentrants et sortants.
Du jeu. - Extrait de Camus.
CHAPITRE I. - *Dessiner un engrenage.*
Observations concernant l'opération précédente.
Deuxième méthode pour trouver les longueurs proportionnelles des rayons primitifs.
CHAPITRE II. - *Détails généraux et pratiques.*
Méthode pour reconnaître si la menée est uniforme.
De la menée avant la ligne des centres aux pignons de bas nombres.
De la chute et des accotements.
Avantages qu'offre l'emploi des roues et des pignons très nombres.
Imperfection des moyens employés pour déterminer la grosseur des pignons.
Grosseur des pignons (méthode courante).
D'où provient la différence des mesures données pour la grosseur des pignons de montre et de pendule.
CHAPITRE III. - *Dimensions proportionnelles des dentures des roues et pignons.* - Observations préliminaires.
Proportions des pignons à frottement rentrant.
Pignon de 6, de 7, de 8, de 9 ailes.
Remarques concernant les pignons de bus nombres.
Proportions des pignons à frottement sortant. - Pignon de 10.
Observations concernant le pignon de 10.
Pignon de 11. - Pignon de 12.
Pignon de 14 et au dessus. - Observations générales se rapportant aux articles précédents.
CHAPITRE IV. - *Des causes de l'imperfection d'un engrenage,* etc. - Engrenages défectueux.
Effets qui résultent des mauvais engrenages.
Examen d'un engrenage. - Signes caractéristiques des défauts.
Vérifier un engrenage au tact (renvoi au bas de la page).
CHAPITRE V. - *Articles divers.*
Engrenage d'un pignon conduisant la roue.
Refaire une roue perdue, etc.
Engrenage de crémaillère courbe.
Engrenage de crémaillère droite. - Engrenage d'une roue de champ.
Engrenage d'une roue et d'un pignon à lanterne.
APPENDICE.
Renvois des articles **41** et **101**.- Egaliser la fusée.
Outil à mesurer l'ouverture des verges. - Justifier une roue de rencontre.
Compas à mesurer la hauteur des inclinés.
Compas rapporteur. - Compas d'épaisseur. - Micromètre.
Grammaire. - Rapporteur. - Tour-aux-colonnes
Outil aux plans inclinés. - Outil à limer les canons, etc.
Compas de réduction. - Diviser une ligne droite en parties égales.
Tracer une épicycloïde par des points. Tracer une épicycloïde à la roulette. - Liste des premiers souscripteurs