

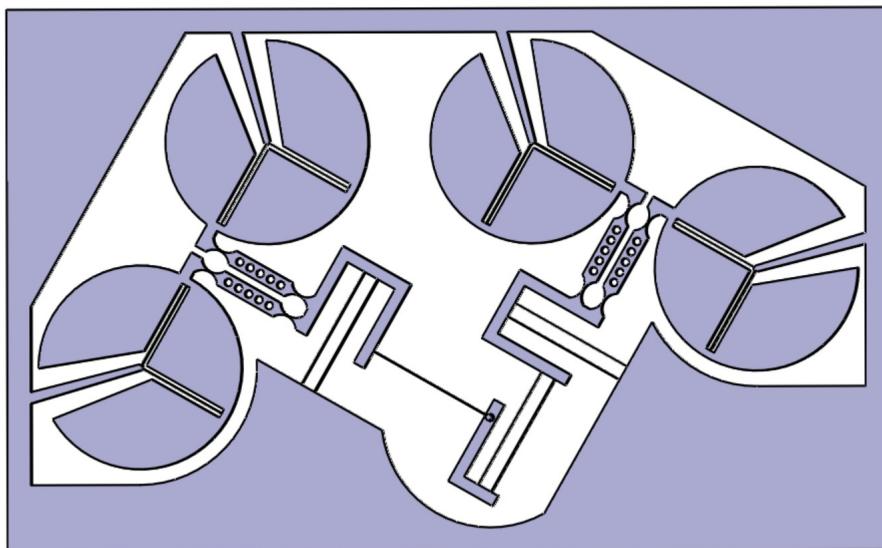


École Polytechnique Fédérale de Lausanne

Bachelor IV - MT - Groupe 1

Projet de Construction Mécanique II

Balanced IsoSpring



DOUADY Arno (326395), CHESAUX DAPIA Bastien (325678), CHANSEL Arthur (324265), VIGNON Benoît (327737), ROTTMAN Antonin (326070).

Professeur : Simon Henein

Juin 2022

Table des matières

1 Introduction	3
2 Principe de fonctionnement	4
2.1 Explication du principe de fonctionnement	4
2.1.1 Architecture générale de la pendulette	4
2.1.2 Principe de l'oscillateur	4
2.1.3 Principe de l'équilibrage en force et en moment	5
2.2 Schéma cinématique de l'oscillateur représenté avec des articulations idéales	6
2.3 Calcul de la mobilité selon Grübler et discussion des éventuels hyperstatismes	6
2.4 Implémentation de la cinématique de l'oscillateur en guidages flexibles	7
2.5 Discussion qualitative de l'isotropie de rigidité, et de l'isotropie de masse	7
2.6 Concepts originaux et explications spécifiques à la solution retenue	9
3 Dimensionnement du mécanisme	10
3.1 Valeurs de contraintes et courses admissibles	13
3.2 Fréquence d'oscillation	14
3.2.1 Rigidité équivalente	14
3.2.2 Masse équivalente	16
3.2.3 Discussion des imprécisions de la fréquence	17
3.3 Couples et nombre de tours du bâti	17
3.4 Réserve de marche pendulette	17
3.5 Transmissions	18
3.6 Etude au couple maximal	18
3.7 Etude au couple minimal	19
3.8 Encombrement	19
4 Construction	20
4.1 Forme des volants d'inertie	20
4.2 Bielles	21
4.3 Forme des tables à lames	21
4.4 Mobile oscillant	21
4.5 Bâti	21
4.6 Masselottes de tungstène	21
4.7 Lames en pont	22
4.8 Palier de la manivelle	22
4.9 Estimation du coût de fabrication	23
5 Conclusion	24
6 Annexes	26
6.1 Dessin de construction de la pendulette avec liste de toutes les pièces	26
6.2 Dessin de détail de la manivelle	26

1 Introduction

Ce rapport présente notre projet de Conception de Mécanismes II. Notre but était de concevoir un oscillateur à deux degrés de libertés dédié à être transporté, sans que cela implique une perte de précision chronométrique. Pour cela l'oscillateur doit être insensible à la direction de la gravité, ainsi qu'aux accélérations en translation et en rotation – c'est-à-dire un oscillateur IsoSpring équilibré en force et en moment. Ce mécanisme est pensé de sorte à être implémenté dans une horloge de voyage. C'est une étape intermédiaire avant de réaliser une montre avec des ressorts IsoSpring.

Ce principe vient se substituer aux échappements des montres mécaniques classiques qui ont un faible rendement puisqu'ils transmettent une partie de l'effort à l'aide de chocs. Notre système de pendulette, constitué d'un oscillateur et d'une manivelle, a pour but d'offrir une alternative plus économique en énergie pour les horloges mécaniques.

2 Principe de fonctionnement

2.1 Explication du principe de fonctionnement

2.1.1 Architecture générale de la pendulette

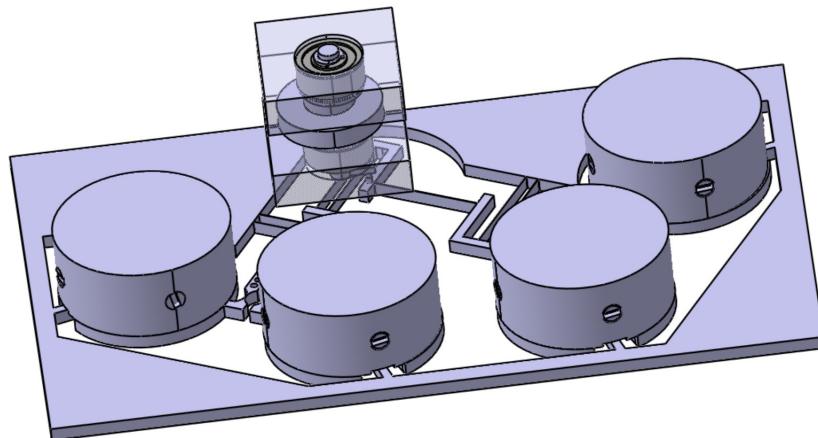


FIGURE 1 – Dessin de la pendulette.

2.1.2 Principe de l'oscillateur

L'oscillateur est un mécanisme à 2 DOF¹ équilibré en force et en moment. Sa fonction d'oscillateur est obtenue par son implantation en guidages flexibles.

Les éléments flexibles sont caractérisés par une rigidité qui permet de les considérer comme des ressorts. Ainsi nous avons une oscillation lorsqu'on éloigne le mobile oscillant de son origine.

Notre mécanisme peut être résumé en deux parties. La première est constituée de 4 volants d'inertie massiques (conjuguées par paires) dont le mouvement est transformé de sorte à avoir 2 DOF en translation. La deuxième partie est un sous-système de masse négligeable, assurant la transmission du mouvement en ellipse.

Nous pouvons assimiler ce mouvement à un système de ressort fronde. L'avantage d'un tel mécanisme, est qu'il a une fréquence constante peu importe son excitation, idéalement. En effet, nous pouvons imaginer qu'avec peu d'énergie, le mouvement soit moins rapide, mais que l'orbite soit plus courte également. Son temps de parcours serait le même avec plus d'énergie : une vitesse plus élevée, associée à une orbite plus longue. C'est ce principe, similaire à celui des lois de Kepler, qui nous permet d'avoir l'isochronisme de notre mécanisme.

1. Degrés de liberté. (Degrees Of freedom)

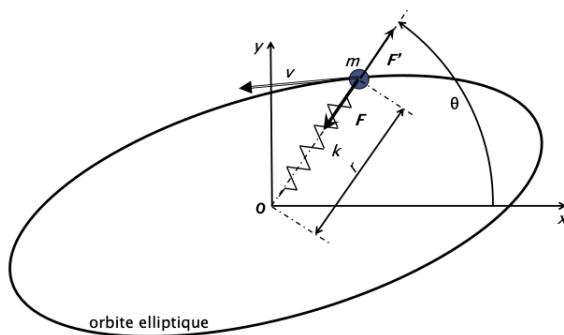


FIGURE 2 – Système ressort fronde.

2.1.3 Principe de l'équilibrage en force et en moment

Un mécanisme est **équilibré en force** s'il est insensible aux accélérations linéaires, et s'il n'exporte aucune force au bâti. Cela se traduit par la quantité de mouvement en translation constante :

$$\vec{p} = m\vec{v} = cte \Rightarrow \vec{F}_{exp} = \dot{\vec{p}} = \vec{0}$$

Un mécanisme est **équilibré en moment** s'il est équilibré en force, qu'il est insensible aux accélérations angulaires et qu'il n'exporte pas de moment au bâti. Cela se traduit par le moment cinétique constant :

$$\vec{L}_o = \vec{r} \wedge \vec{p} = I\vec{\omega} = cte \Rightarrow \vec{M}_{exp} = \frac{d\vec{L}_o}{dt} = \vec{0}$$

Nous avons choisi d'utiliser des masses circulaires dans notre mécanisme car elles ont l'avantage de nous offrir un unique degré de liberté (en rotation) et d'être équilibrées en force, lorsque leur axe de rotation coïncide avec leur centre de gravité. Pour être équilibré en moment, il suffit d'ajouter un volant d'inertie conjugué à cette dernière, créant ainsi un moment opposé.

Le sous-système (tables à lames, bielles et mobile oscillant) ne remplit pas les conditions d'équilibrage. Cependant, en supposant que les volants d'inertie sont considérablement plus lourds que le reste du système, nous pouvons considérer que le mécanisme entier est équilibré en force et en moment. Autrement dit, l'équilibrage du système repose sur l'hypothèse suivante : les masses circulaires sont les seuls éléments massiques. Les détails des calculs qui vérifient cette hypothèse sont présentés à la [sous-section 3.2.2](#). Nous avons, de plus, ajouté des masses de tungstène sur les volants d'inertie permettant d'ajuster à la fois le rapport des masses et la masse équivalente totale.

Finalement, lorsque le module oscillant est à sa position d'origine toutes les articulations flexibles sont à leur position de repos. Par conséquent, le centre de force du système coïncide avec l'origine de l'orbite.

2.2 Schéma cinématique de l'oscillateur représenté avec des articulations idéales

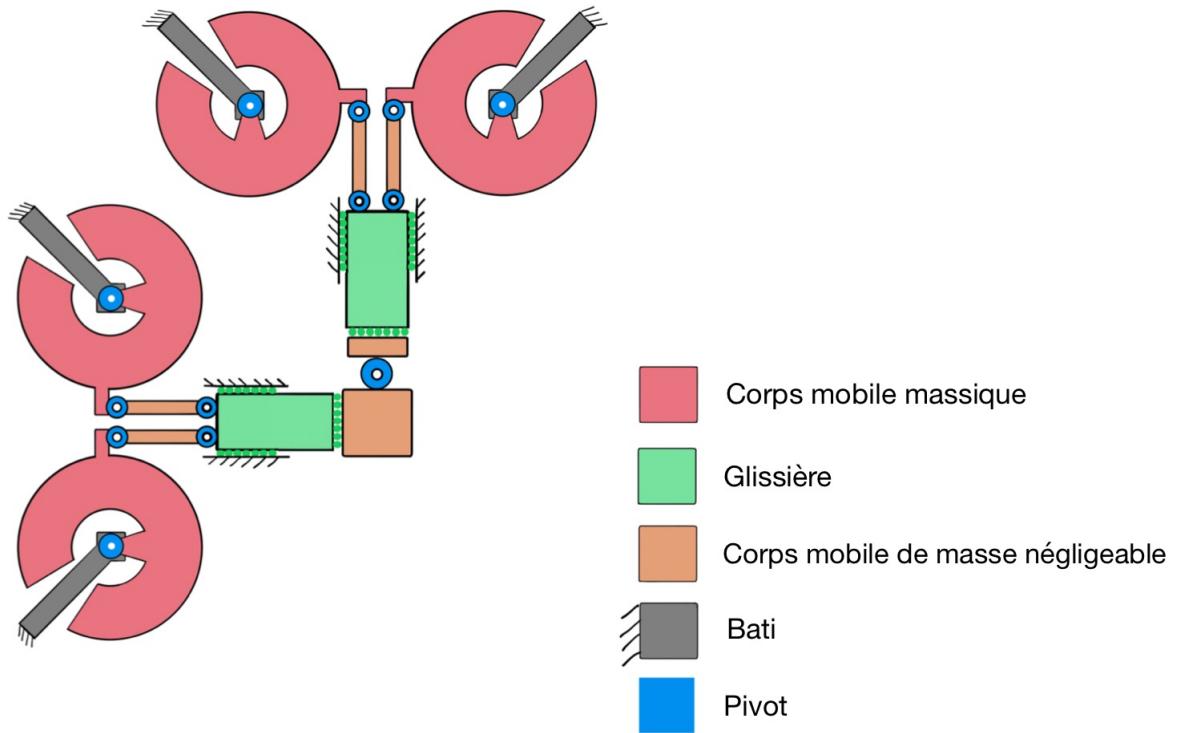


FIGURE 3 – Cinématique idéale.

2.3 Calcul de la mobilité selon Grubler et discussion des éventuels hyperstatismes

Nous avons choisi de réduire notre mécanisme à un système planaire. Ceci simplifie la mobilité de Grubler à une étude 2D. Les équations de Grubler sont les suivantes :

$$b = k - n + 1$$

$$M = \sum d_i - 3b$$

$$DOH = DOF - M$$

Nous pouvons compter sur le schéma 12 segments (corps mobiles). En ajoutant le bâti, on obtient $n = 13$. Nous avons d'autre part 17 liaisons ce qui nous donne $k = 17$. Ces liaisons représentent 4 glissières (1 DOF) et 13 pivots (1 DOF), donc au total $\sum d_i = 17$. Ainsi $b = 5$ et donc nous avons une mobilité $M = 2$. Notre mécanisme a été conçu pour fournir un mouvement de deux degrés de libertés, $DOF = 2$ et finalement $DOH = 0$.

D'après cette analyse de Grubler, nous n'avons pas d'hyperstatisme dans le mécanisme.

2.4 Implémentation de la cinématique de l'oscillateur en guidages flexibles

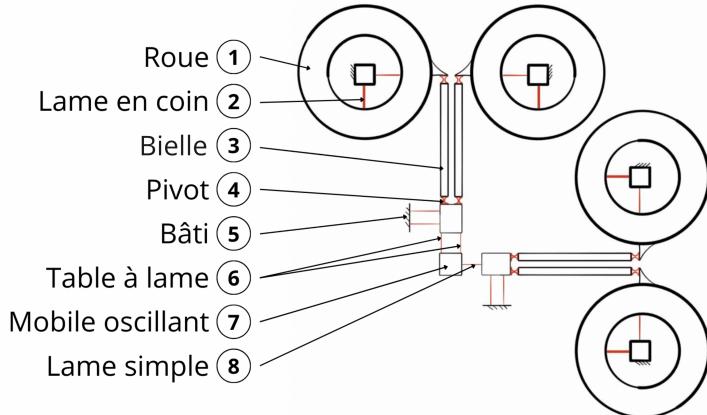


FIGURE 4 – Implémentation en guidages flexibles.

2.5 Discussion qualitative de l'isotropie de rigidité, et de l'isotropie de masse

La rigidité n'est pas exactement isotrope². Nous avons réalisé lors du dimensionnement que l'architecture de l'oscillateur entraîne quelques complications dans le calcul de la rigidité équivalente k_{eq} . Ces complications se reflètent dans son anisotropie. Nous verrons dans la [sous-section 3.2.1](#) les calculs en détails.

En effet, la mise en série de tables à lames est un problème. Comme on peut le voir sur la figure suivante, le déplacement x de la table B montée en série crée une charge N sur la table A. Or une charge affecte la rigidité d'une table à lame.

$$N = kx$$

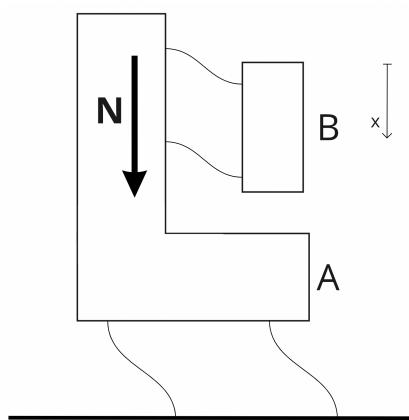


FIGURE 5 – Tables en série.

Intuitivement, nous voyons que la rigidité ne sera pas isotrope. Nous avons donc étudié le k_{eq} de notre système pour une charge variable, dépendant de la position du mobile

2. Grandeur constante dans tout l'espace de travail.

oscillant.

Cependant, les quelques lignes ci-après ont pour but de permettre au lecteur de suivre les différents raisonnements qui ont guidé le dimensionnement des éléments tout au long de la conception. Voici donc une liste non-exhaustive des principales idées qui ont été discutées pour réduire au maximum l'anisochronisme de l'oscillateur, ainsi que les raisons pour lesquelles ces idées ont été retenues ou non.

En premier temps, plusieurs modifications de la géométrie du système ont été envisagées. Cependant aucunes de ces modifications n'ont été retenues pour diverses raisons. Un exemple de géométrie alternative est schématisé en [figure 6](#).

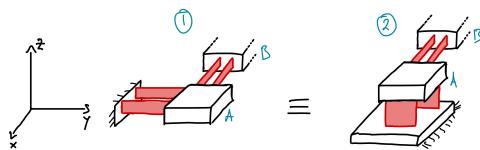


FIGURE 6 – Orientation alternative des tables à lame.

En modifiant l'orientation de l'une des tables, la table A ne subit plus de charge dans l'axe critique et sa rigidité est donc constante. Les bénéfices de cette nouvelle disposition sont cependant accompagnés de lourdes conséquences sur la suite de la conception. Afin de ne pas ajouter de nombreux degrés d'hyperstatisme inhérents aux tables à lames en 3D, et de garder un système usinable par électro-érosion, nous avons décidé de conserver une géométrie planaire et donc d'écartier cette solution.

D'autres modèles plus complets, qui ne seront pas présentées ici, ont été imaginés mais n'ont pas abouti, souvent car ils présentaient des hyperstatismes importants, mais aussi car la contrainte temporelle de réalisation de ce projet ne nous a pas permis de les explorer de manière plus précise.

Nous avons donc finalement estimé que la seule alternative pour limiter l'anisotropie de la rigidité du système, tout en conservant sa simplicité, serait d'optimiser son dimensionnement. Les mesures qui ont été prises sont les suivantes :

- Minimiser la rigidité des tables à lames ;
- Maximiser la rigidité des lames en coin.

En effet, seule la rigidité des tables à lame est anisotrope. Si la rigidité des lames en coin est considérablement plus grande, l'impact de l'anisotropie sur la rigidité du système complet est réduit.

Les différents moyens pour arriver à ce résultat sont :

- Augmenter la longueur des tables à lame ;
- Diminuer la largeur des tables à lame par fraisage d'une zone de la plaque ;
- Diminuer l'épaisseur des lames dans les tables ;
- Augmenter l'épaisseur des lames en coin.

Toutefois, l'isochronisme n'est qu'une des nombreuses contraintes à considérer lors du dimensionnement. Etant données les spécifications du barillet fourni dans la donnée, il a fallu considérablement réduire la rigidité du système complet suite aux calculs de puissance. Une rigidité élevée mène à une fréquence élevée et donc une puissance dissipée élevée. Nous avons donc été forcés de réduire la rigidité pour que le barillet fournisse une puissance nécessaire à maintenir la manivelle sur une orbite de rayon convenable. De plus,

la plaque étant très fine (pour réduire la rigidité du système), le fraisage n'est pas une option d'usinage envisageable, au risque de nuire à la solidité du mécanisme.

La masse est, quant à elle, bien isotrope. En effet, la position du mobile oscillant n'apparaît pas dans les calculs de m_{eq} (cf. sous-section 3.2.2).

2.6 Concepts originaux et explications spécifiques à la solution retenue

Nous avons retenu la planche numéro 3 (cf. figure 7). Nous avons réalisé qu'il était possible de simplifier le mécanisme en un système planaire (2D).

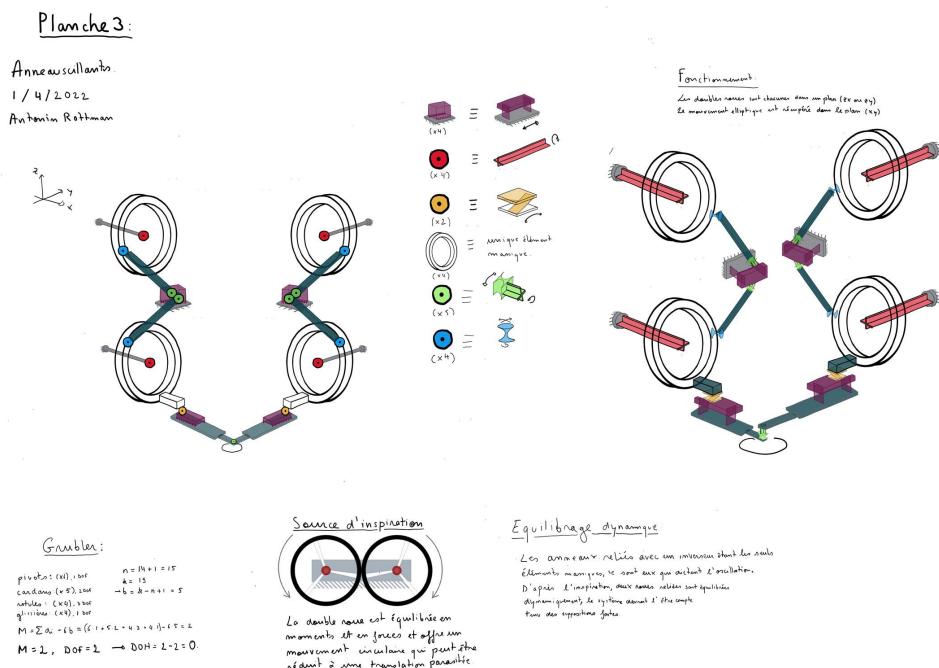


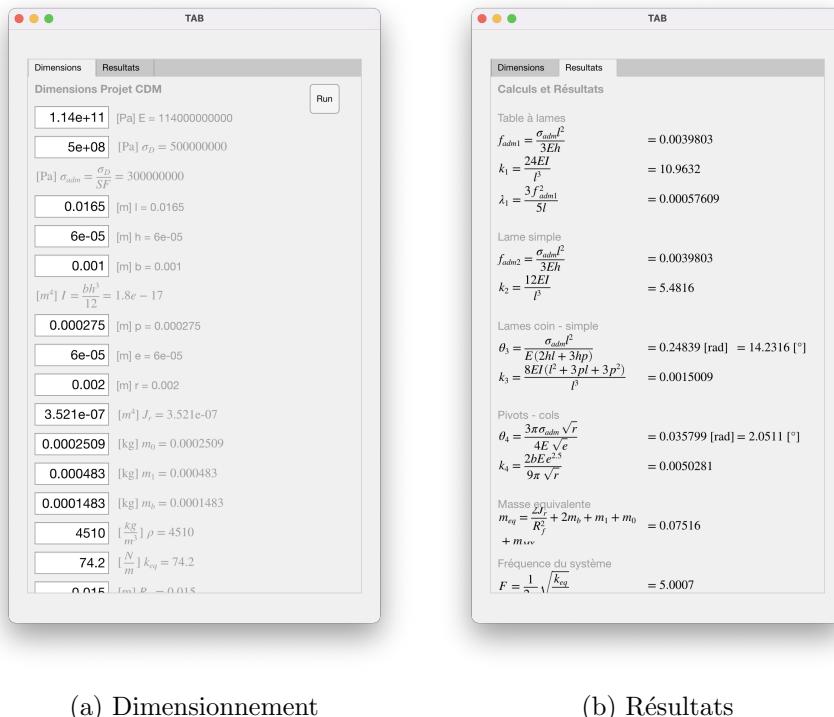
FIGURE 7 – Planche 3.

Le système de récupération du mouvement de chaque système a été simplifié afin de faciliter l'implémentation et l'usinage.

3 Dimensionnement du mécanisme

Comme notre mécanisme est un système planaire monolithique, nous pouvons l'usiner facilement par électro-érosion sur une plaque. Nous fixons l'épaisseur de cette plaque à $b_0 = 2$ [mm].

Pour dimensionner notre système plus facilement, nous avons développé un outil sur Matlab qui calcule les courses, les rigidités et les mouvements parasites de chaque type de guidage.



(a) Dimensionnement

(b) Résultats

FIGURE 8 – Outil Matlab.

Pour l'oscillateur, nous avons choisi comme matériau le titane 6Al-4V pour ses propriétés mécaniques. Nous cherchions à avoir un rapport élevé entre σ et E. Ses spécifications se trouvent dans le tableau 3.1. Le titane est aussi adapté à l'usinage en électro-érosion. Ce matériau est régulièrement utilisé en horlogerie et répond aux contraintes d'un objet du quotidien.

Pour les masselottes, nous avons choisis le Tungstène W90NiCu, notamment pour sa masse volumique élevée, ce qui nous permet d'être relativement peu encombrant (point développé dans la section 4.6).

Pour la manivelle, nous avions besoin d'un alliage léger, courant et facile à usiner. C'est pourquoi nous avons choisi le EN AC-AlSi7Mg0.3 T6.

MATERIAU	DIMENSIONS	VALEURS
Titane 6Al-4V	Module de Young Masse volumique Limite d'endurance pour 10^7 cycles Facteur de sécurité pour 10^{10} cycles Contrainte admissible	$E = 114$ [GPa] $\rho = 4450$ [kg/m ³] $\sigma_D = 500$ [MPa] $SF = 1.65$ $\sigma_{adm} = \frac{\sigma_D}{SF} = 300$ [MPa]
Tungstène W90NiCu	Masse volumique	$\rho = 17000$ [kg/m ³]
EN AC-AlSi7Mg0.3 T6	Masse volumique	$\rho = 2700$ [kg/m ³]

TABLE 3.1 – Propriétés des Matériaux.

Le facteur de sécurité n'est pas un gros enjeu dans ce projet car dans une application pratique son calcul nécessite de nombreuses expérimentations. Le facteur utilisé dans nos calculs est donc tiré du tableau de recommandations fourni dans le cadre du cours. (cf. tableau 3.2)

Selon les critères du cahier des charges, la durée de vie de la pendulette doit être au moins égale à 50 ans, pour une fréquence d'oscillations maximale de 15 [Hz]. Nous obtenons un total de $2.4 \cdot 10^{10}$ oscillations, qui requiert un facteur de sécurité $SF = 2$. Cependant, la valeur σ_D du Titane 6Al-4V est donné pour 10^7 cycles, c'est-à-dire un facteur de sécurité $SF = 1.2$.

Pour trouver la contrainte admissible σ_{adm} qui correspond à notre utilisation du matériau, il faut appliquer un nouveau facteur de sécurité $SF = 2/1.2 \cong 1.65$.

CYCLES	SF
10^6	1
10^7	1.2
10^8	1.5
10^9	1.75
10^{10}	2

TABLE 3.2 – Facteur de sécurité SF, tableau de recommandations.

Le tableau 3.3 référence les dimensions des éléments flexibles. Il est essentiel pour tous les calculs de rigidité et de fréquence.

Tous les éléments ont la même profondeur qui est celle de la plaque dans laquelle on a choisi de les usiner, $b_0 = 2$ [mm].

Afin de garantir la rigidité des axes secondaires des guidages flexibles, il est nécessaire que la largeur des lames soit au moins 10x supérieure à leur épaisseur.

ELEMENTS FLEXIBLES	DIMENSIONS	VALEURS
Tables à Lame	Longueur Épaisseur Profondeur Course admissible Masse de la table	$l_t = 16.5 \text{ [mm]}$ $h_t = 60 \text{ [\mu m]}$ $b_t = b_0 = 2 \text{ [mm]}$ $f_{t,adm} = \frac{\sigma_{adm} l_t^2}{3Eh_t} = 3.98 \text{ [mm]}$ $m_t = 4.38 \cdot 10^{-4} \text{ [kg]}$
Lame Simple	Longueur Épaisseur Profondeur Course admissible	$l_l = 16.5 \text{ [mm]}$ $h_l = \sqrt[3]{2} \cdot h_t = 75.6 \text{ [\mu m]}$ $b_l = b_0 = 2 \text{ [mm]}$ $f_{l,adm} = \frac{\sigma_{adm} l_l^2}{3Eh_l} = 3.16 \text{ [mm]}$
Lames en Coin	Longueur Épaisseur Profondeur Distance entre ancrage et centre de révolution Course admissible	$l_c = 11.725 \text{ [mm]}$ $h_c = 60 \text{ [\mu m]}$ $b_c = b_0 = 2 \text{ [mm]}$ $p = 0.275 \text{ [mm]}$ $\theta_{c,adm} = \frac{\sigma_{adm} l_c^2}{E(2h_c l_c + 3h_c p)}$ $= 0.248 \text{ [rad]} = 14.23 \text{ [deg]}$
Cols Circulaires	Rayon du col Épaisseur du col Profondeur Course admissible	$r_p = 2 \text{ [mm]}$ $e_p = 60 \text{ [\mu m]}$ $b_p = b_0 = 2 \text{ [mm]}$ $\theta_{p,adm} = \frac{3\pi\sigma_{adm}\sqrt{rp}}{4E\sqrt{e_p}}$ $= 0.039 \text{ [rad]} = 2.05 \text{ [deg]}$

TABLE 3.3 – Dimensionnements flexibles.

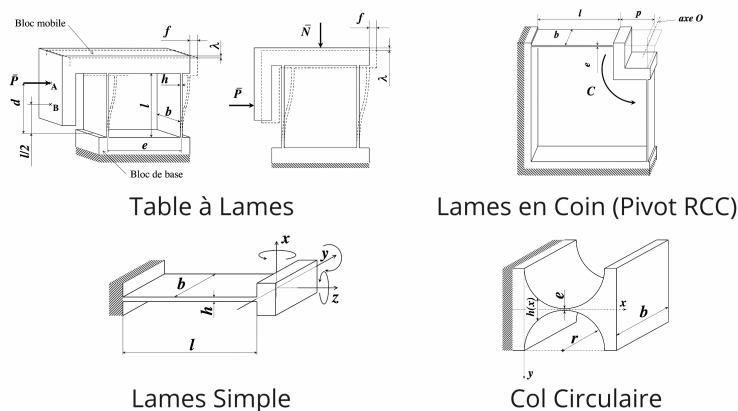


FIGURE 9 – Guidages Flexibles.

Le tableau 3.4 référence les autres dimensions principales, qui relèvent de l'architecture de notre système.

STRUCTURES	DIMENSIONS	VALEURS
Bâti	Longeur	$L_0 = 112.95 \text{ [mm]}$
	Largeur	$l_0 = 69.24 \text{ [mm]}$
	Profondeur	$b_0 = 2 \text{ [mm]}$
Mobile oscillant	Masse	$m_0 = 2.51 \cdot 10^{-4} \text{ [kg]}$
Bielles	Longueur	$L_b = 15 \text{ [mm]}$
	Masse	$m_b = 1.48 \cdot 10^{-4} \text{ [kg]}$
Volants d'inertie	Rayon externe	$R_{ext} = 13 \text{ [mm]}$
	Rayon interne	$R_{int} = 12 \text{ [mm]}$
	Rayon d'application de la force tangentielle	$R_f = 15 \text{ [mm]}$
	Longueur support extrudé	$L_{sup} = 3 \text{ [mm]}$
	Largeur support extrudé	$l_{sup} = 1.5 \text{ [mm]}$
	Moment d'inertie	$J_v = 3.521 * 10^{-7} \text{ [kg}\cdot\text{m}^2]$
Masselottes réglables	Rayon externe	$R_w = 13 \text{ [mm]}$
	Moment d'inertie	$J_w = 7.97 * 10^{-6} \text{ [kg}\cdot\text{m}^2]$

TABLE 3.4 – Dimensionnements structure.

3.1 Valeurs de contraintes et courses admissibles

La course du mécanisme calculée en section 3.6 et section 3.7 est :

Course Admissible	
r_{max}	1.1 [mm]
r_{min}	0.97 [mm]

TABLE 3.5 – Course admissible.

À l'aide de notre outil Matlab, nous pouvons calculer les contraintes dans les différents guidages flexibles pour notre course admissible¹. (cf. tableau 3.6)

1. $\beta(x)$ est spécifié en sous-section 3.2.1, figure 11

Élément Flexible	Formule	Contrainte max	Contrainte min
Table à lame	$\sigma_t = x \cdot 3Eh_t/l_t^2$	82.9 [MPa]	73.1 [MPa]
Lame simple	$\sigma_l = x \cdot 3Eh_l/l_l^2$	104.5 [MPa]	92.1 [MPa]
Lames coin	$\sigma_c = \frac{x}{R_f} \cdot \frac{E(2h_c l_c + 3h_{cp})}{l_c^2}$	88.6 [MPa]	78.1 [MPa]
Cols circulaires	$\sigma_p = \beta(x) \cdot \frac{4E\sqrt{e_p}}{3\pi\sqrt{r_p}}$	22.6 [MPa]	17.5 [MPa]

TABLE 3.6 – Contraintes et courses admissibles.

On voit dans ce tableau que les contraintes appliquées aux différentes articulations sont bien inférieures à la valeur de σ_{adm} .

3.2 Fréquence d'oscillation

La fonction ressort fronde est obtenue par une oscillation selon 2 DOF. Nous faisons l'hypothèse que la fréquence selon x et y est la même. La symétrie de notre système nous permet de calculer la fréquence d'oscillation d'un DOF presque indépendamment de l'autre. Nous allons dans cette section calculer la fréquence d'oscillation du degré de liberté suivant l'axe x.

En considérant les valeurs obtenues dans cette section, nous pourrons déterminer la fréquence d'oscillation de notre système :

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_{equ}}{m_{equ}}} = 5 \text{ [Hz]}$$

3.2.1 Rigidité équivalente

L'architecture de notre mécanisme crée des complications pour le calcul de la rigidité. Premièrement le déplacement des volants d'inertie est angulaire, et nous utilisons un mouvement de translation. Pour un petit mouvement il est possible de faire l'approximation des petits angles ($\sin(\alpha) \approx \alpha$), mais au-delà ce n'est plus possible.

De plus, les tables à lames peuvent subir une charge N dans certaines positions², ce qui affecte la rigidité³ :

$$K \simeq K_o - \frac{K_o}{N_o} N$$

C'est pourquoi nous devons calculer un $k_{eq}(x, y)$ qui dépend de la position (x, y) du mobile oscillant. Le but étant de faire un graphique de cette fonction à deux variables sur Matlab, et de voir comment la rigidité évolue sur la course totale. Cela permet de faire des hypothèses sur ce qui est négligeable.

D'abord nous pouvons calculer la rigidité équivalente des volants d'inertie et des pivots. Rigidité des volants d'inertie (angulaire, lames en coin)⁴ :

$$K_v = \frac{2Eb_c h_c^3 (l_c^2 + 3pl_c + 3p^2)}{3l_c^3}$$

2. Expliqué en section 2.5

3. Simon Henein, Conception des guidages flexibles, Tab. B.4 : Table à deux lames parallèles (sect. 5.1).

4. Simon Henein, Conception des guidages flexibles, Tab. B.11 : Pivot RCC à deux lames (sect. 6.3).

Rigidité des pivots (angulaire, cols circulaires) ^[5] :

$$K_{piv} = \frac{2Eb_p e^{2.5}}{9\pi\sqrt{r_p}}$$

Il nous faut également trouver les rigidités des tables à lames ainsi que des lames reliant le mobile oscillant.

En prenant en compte la charge N que subissent les tables à lames en conséquence de la position du mobile oscillant, nous obtenons les formules suivantes (cf. [figure 10](#) pour la nomenclature) :

$$\begin{cases} k_{table,1} = \frac{2Eb_t h_t^3}{l_t^3} - \frac{12}{\pi^2 l_t} k_1 \cdot y \\ k_{table,2} = \frac{2Eb_t h_t^3}{l_t^3} - \frac{12}{\pi^2 l_t} k_2 \cdot x \\ k_1 = \frac{2Eb_l h_l^3}{l_l^3} - \frac{12}{\pi^2 l_l} k_2 \cdot x \\ k_2 = \frac{2Eb_l h_l^3}{l_l^3} - \frac{12}{\pi^2 l_l} k_1 \cdot y \end{cases}$$

Nous résolvons ce système linéaire grâce à Matlab, et trouvons les valeurs de $k_{table,1}$, $k_{table,2}$, k_1 et k_2 en fonction de (x, y) .

Pour satisfaire nos hypothèses, nous utilisons $k_{1,o} = k_{2,o}$. Cela implique que $h_l = \sqrt[3]{2} \cdot h_t$. C'est la condition que nous utilisons dans le tableau des dimensionnements flexibles. (cf. [tableau 3.3](#))

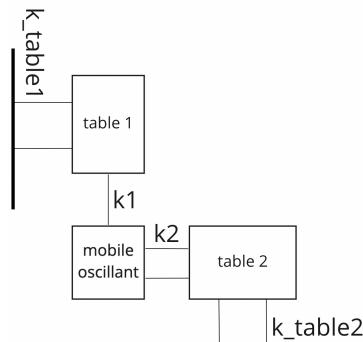


FIGURE 10 – Schéma du sous-système.

Nous définissons (cf. [figure 11](#)) :

$$\alpha = \arcsin \left(\frac{x}{R_f} \right) \quad , \quad \beta = \arcsin \left[\frac{R_f}{L_b} (1 - \cos \alpha) \right]$$

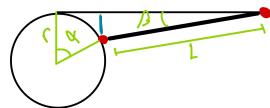


FIGURE 11 – Relation entre α et β .

5. Simon Henein, Conception des guidages flexibles, *Tab. B.3 : Col circulaire (sect. 4.5)*.

Enfin, le calcul de la rigidité équivalente (pour un déplacement x) se fait par conservation de l'énergie :

$$k_{eq,x} = \frac{2K_v\alpha(x)^2 + 4K_{piv}\beta(\alpha(x))^2}{x^2} + k_{table,1}(x, y) + k_{table,2}(x, y)$$

Cette formule nous donne la rigidité équivalente de la translation en x : $k_{eq,x}$, selon la position (x, y) du mobile oscillant.

Pour avoir un système isotrope, il faut que $k_{eq,x} \approx k_{eq,y}$.

Après avoir implémenté cette fonction dans Matlab avec les valeurs de notre dimensionnement, nous obtenons ce graphique :

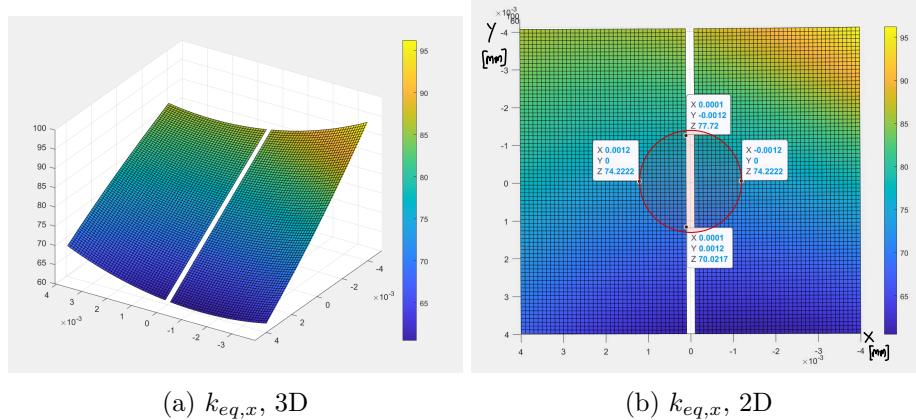


FIGURE 12 – Plot de $k_{eq,x}$.

Le cercle rouge sur la figure 12 (b) représente la course (supposée ici circulaire) maximale du mobile oscillant. L'analyse qualitative de cette course, ainsi que les valeurs de $k_{eq,x}$ aux pôles permettent d'estimer l'ordre de grandeur de l'erreur sur la fréquence. L'erreur relative entre les deux bornes de $k_{eq,x}$ [70 ; 77] est de 9.4%.

Nous sélectionnons pour le calcul de fréquence $k_{eq} = 74.2$. C'est la valeur que l'on trouve pour $y = 0$ sur l'orbite. Nous remarquons de plus que sur un cycle complet, la rigidité varie presque linéairement et asymétriquement autour de cette valeur moyenne. Il est donc raisonnable de considérer que l'erreur sur la fréquence en utilisant la valeur moyenne du k_{eq} est, bien que difficile à déterminer de manière théorique, largement inférieure à 9.4%. La valeur du rayon maximum de l'orbite (calculée en section 3.6) a été limitée à 1.1 [mm] ce qui réduit les variations de rigidité.

3.2.2 Masse équivalente

Nous pouvons maintenant calculer la masse équivalente de notre système en fonction du moment d'inertie J_v (volants d'inertie) et des masses des différents éléments du système. Le calcul de masse équivalente consiste à réduire le système des masses du mécanisme en une masse ponctuelle concentrée sur le mobile oscillant. La masse équivalente combinée avec la rigidité équivalente nous permet donc de faire l'analogie entre notre système et le concept de ressort-fronde.

Le calcul de la masse équivalente du système se fait par conservation de l'énergie cinétique. La rotation des volants d'inertie et la translation des tables à lames sont dépendantes de la relation $x = \alpha R_f$, avec R_f la distance entre l'axe de rotation des volants d'inertie et le

point de fixation des bielles à ces derniers. Afin d'augmenter notre masse équivalente, nous avons ajouté des disques en tungstène W90NiCu de moment J_w superposés aux volants d'inertie de l'oscillateur.

La masse équivalente est donnée par :

$$m_{eq} = \frac{2J_v}{R_f^2} + 2m_b + m_t + m_0 + \frac{2J_w}{R_f^2} = 0.075 \text{ [kg]}$$

Afin de vérifier les hypothèses posées sur la masse équivalente dans la sous-section 2.1.3, nous allons comparer la masse équivalente réelle avec la masse équivalente supposée en ne considérant que les volants d'inertie.

Les valeurs des masses équivalentes sont :

$$m_{equ,idéale} = \frac{2(J_v + J_w)}{R_f^2} \quad \text{et} \quad m_{equ,réelle} = \frac{2(J_v + J_w)}{R_f^2} + 2m_{barre} + m_t + m_0$$

Nous pouvons ainsi calculer l'erreur séparant ces deux valeurs :

$$err = \frac{m_{equ,réelle} - m_{equ,idéale}}{m_{equ,réelle}} = 1,31\%$$

Nous voyons que l'erreur est négligeable et que nous pouvons maintenir l'hypothèse formulant que la majorité de la masse du système est situé dans les volants d'inertie. Ce calcul démontre donc l'équilibrage en force du système. Cependant dans le cadre du calcul de la fréquence nous utilisons la masse équivalente réelle pour garantir la précision du résultat.

3.2.3 Discussion des imprécisions de la fréquence

La rigidité du système n'étant pas exactement constante dans l'espace, la fréquence calculée ici n'est pas exacte et ne peut pas être considérée comme parfaitement constante. Une analyse numérique de l'impacte de la fonction exacte du k_{eq} (fonction complexe obtenue par analyse numérique) s'avère singulièrement ardue. Nous nous contenterons donc dans ce rapport de l'analyse qualitative développée à la fin de la sous-section 3.2.1 qui apporte plusieurs clarifications sur les imprécisions de la fréquence.

3.3 Couples et nombre de tours du bâillet

Nous avons choisi graphiquement que C_{max} devait valoir 110 [N·mm], ce qui correspond à 10 tours de bâillet. De manière à avoir une fréquence de valeur entière, nous avons fixé C_{min} à 85 [N·mm], qui est atteint à 4 tours. Cela nous indique donc que le bâillet effectuera 6 tours lors du cycle de désarmage. Nous avons également une plage de désarmage du bâillet assez large pour fournir une quantité de puissance élevée sur une période suffisante.

3.4 Reserve de marche pendulette

Le cahier des charges demande à avoir une réserve de marche d'un minimum de 8 jours, c'est donc cette valeur que nous avons choisie pour le fonctionnement adéquat de la pendulette.

La fréquence du bâillet est donc de :

$$f_b = \frac{6}{8 \cdot 24 \cdot 3600} \text{ [Hz]} = 8.68 \cdot 10^{-6} \text{ [Hz]}$$

La vitesse de rotation du bâillet est de :

$$\omega_b = 2\pi f_b = 8.68 \cdot 10^{-6} \text{ [Hz]} = 5.45 \cdot 10^{-5} \text{ [rad/s]}$$

3.5 Transmissions

Afin d'avoir un mobile tournant à un tour par minute, notre système requiert un premier rapport de transmission pour réduire la fréquence de 5 [Hz] à $\frac{1}{60}$ [Hz].

$$i_1 = \frac{1}{5 \cdot 60} = \frac{1}{5 \cdot 3 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 5} = \frac{10}{50} \cdot \frac{10}{60} \cdot \frac{8}{80}$$

Le rapport de réduction entre la roue des minutes et le bariquet doit réduire la fréquence de $\frac{1}{60}$ [Hz] à $\frac{6}{8 \cdot 24 \cdot 3600}$ [Hz].

$$i_2 = \frac{6}{60 \cdot 8 \cdot 24 \cdot 3600} = \frac{1}{5 \cdot 2 \cdot 8 \cdot 3 \cdot 8 \cdot 3 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 5 \cdot 3 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 5}$$

$$i_2 = \frac{10}{50} \cdot \frac{10}{60} \cdot \frac{10}{80} \cdot \frac{10}{80}$$

Nous avons :

$$i_{tot} = i_1 \cdot i_2 = 576000$$

Nous avons donc un rendement de :

$$\eta = 0.98^7 \cdot 0.6 = 0.5209$$

Le tableau 3.7 référence les dimensions des roues dentées et pignons de la transmission. L'index 1 correspond à la manivelle. L'index 8 correspond au bariquet. L'index 4 correspond à la fréquence $\frac{1}{60}$ [Hz]. C'est la roue à laquelle l'aiguille des minutes est rattachée.

INDEX	DENTS ROUE	DENTS PIGNON
1	Manivelle	10
2	50	10
3	60	8
4	80	10
5	80	10
6	60	12
7	60	10
8	80	Bariquet

TABLE 3.7 – Roues dentées et pignons.

3.6 Etude au couple maximal

La puissance maximale du bariquet est donnée par son couple et sa vitesse tel que :

$$P_{b,max} = \omega_b C_{max} = 6.00 \cdot 10^{-6} [W]$$

$$P_{diss,max} = \eta P_{b,max} = 3.13 \cdot 10^{-6} [W]$$

$$r_{max} = \sqrt{\frac{P_{diss,max} Q}{8\pi^3 f^3 m_{eq}}} = 1.1 \cdot 10^{-3} [m]$$

3.7 Etude au couple minimal

La puissance minimale du bâillet est donnée par son couple et sa vitesse tel que :

$$P_{b,min} = \omega_b C_{min} = 4.64 \cdot 10^{-6} [W]$$

$$P_{diss,min} = \eta P_{b,min} = 2.41 \cdot 10^{-6} [W]$$

$$r_{min} = \sqrt{\frac{P_{diss,min} Q}{8\pi^3 f^3 m_{eq}}} = 0.97 \cdot 10^{-3} [m]$$

Nous avons donc r_{max} de 1.1 [mm] et un r_{min} de 0.97 [mm]. Le rayon d'orbite de l'oscillateur varie de 0.140 [mm], ce qui est relativement faible. Ces orbites demeurent au-dessus de la valeur minimale de 0.3 [mm] spécifiée par le cahier des charges, et largement plus faibles que la course admissible maximale qui est de 4 [mm].

3.8 Encombrement

Notre oscillateur occupe une surface de 70x140 [mm²]. Avec le montage de la manivelle, il nous reste un volume d'environ 70x140x45 [mm³]. Les engrenages assemblés bout à bout font 200 [mm], mais ils entrent dans le bâti s'ils sont agencés de manière adéquate. En terme de hauteur, cela semble également convenir.

4 Construction

Nous expliquons ici les choix faits pour la construction et l'architecture de la pendulette.

Globalement, la forme des volants d'inertie a été pensée de sorte à être la plus dense possible. Le reste a été designé pour être le plus léger possible.

4.1 Forme des volants d'inertie

La forme des volants d'inertie a été pensée de sorte à maximiser leur masse, c'est-à-dire le moins vide possible.

L'espace laissant passer le bâti a été designé de sorte à éviter le contact avec le volant d'inertie sur notre course. Pour cela, le contact a été calculé pour une course du mobile légèrement inférieure à 4 [mm]. C'est un choix raisonnable puisque la course maximale de notre mécanisme est en réalité bien inférieure à celle du cahier des charges. La forme du bâti plus large à la base qu'au sommet permet de maximiser sa rigidité en minimisant l'encombrement. L'encoche autour du bâti fait office de butée puisqu'elle bloque toute rotation du volant d'inertie d'un angle supérieur à 15° (correspondant à une course de 4 [mm]).

L'ouverture laissant passer les lames en coin a été précisément optimisée. Nous avons calculé grâce à Matlab la flèche de la lame sous la contrainte maximale. (cf. [figure 13](#)) L'écart maximal de la lame en coin est de 0.54 [mm]. Nous avons alors dimensionné une ouverture de largeur 1.2 [mm].

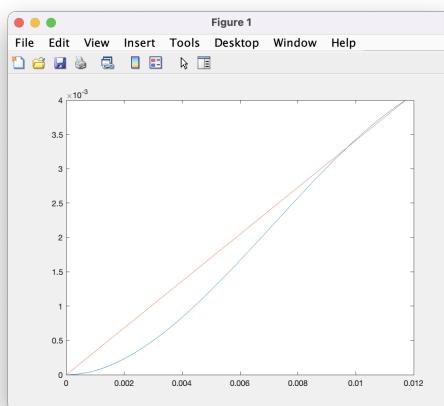


FIGURE 13 – Flèche des lames en coin.

4.2 Bielles

Les bielles ont été trouées au maximum pour être les plus légères possible, sans compromettre leur rigidité.

4.3 Forme des tables à lames

Les tables à lames sont en forme de U de sorte à limiter leur encombrement, ce qui permet d'avoir un mécanisme plus compact. De plus, cette forme permet que la force sur la table soit exercée exactement au milieu des lames. Cette condition a pour effet de limiter les mouvements parasites de la table à lame, notamment la mise en traction et compression des lames, induite par un moment. De plus on remarque lorsqu'on étudie le mouvement des articulations flexibles sur un cycle complet que les mouvements parasites des tables à lames se compensent et donc n'influencent que très peu le rayon et la forme de l'orbite.

4.4 Mobile oscillant

La forme du mobile oscillant a été pensée pour être la plus légère et compacte possible. Il relie les deux tables à lame et exporte le mouvement elliptique. Il respecte aussi la condition d'exercer les forces au milieu des lames, permettant une bonne trajectoire du mobile.

4.5 Bâti

Le bâti contient l'oscillateur. Il est composé de formes simples à usiner – arcs de cercle et droites – dans le but de ne pas complexifier l'usinage davantage, et de remplir au maximum le bâti pour augmenter sa rigidité. En limitant la longueur des segments les plus fins de notre système (3 [mm]), nous assurons une certaine rigidité au bâti.

La forme du bâti autour du mobile oscillant présente un arc de cercle, laissant une marge de manœuvre de 2.7 [mm]. La course réelle maximale étant de 1.1 [mm], cette marge permet de s'assurer que le mobile oscillant ne touche jamais le bâti, même en cas de chocs. (jerk, accélération non-linéaire)

4.6 Masselottes de tungstène

Dans un effort de minimiser la fréquence propre de notre oscillateur, l'enjeu était de réduire la rigidité des articulations flexibles et maximiser la masse équivalente, particulièrement celle des volants d'inertie. Ceci a été implémenté avec des masselottes de tungstène trouées sur le côté, dans lesquels des vis d'ajustement sont logées. Ces vis permettent de moduler le centre de masse après l'usinage et l'assemblage en les insérant plus ou moins profondément dans la masselotte. Ainsi, le centre de masse et le centre de rotation des volants d'inertie coïncident, améliorant l'équilibrage dynamique de l'oscillateur. De plus, les éventuelles imprécisions sur la pièce peuvent être compensées. Les masselottes sont fixées sur les volants d'inertie à l'aide d'une colle industrielle pour métal à grande longévité. Les déséquilibrages dûs par exemple à une répartition inhomogène de la colle sont eux aussi compensables par le réglage des vis d'ajustement.

4.7 Lames en pont

Afin de pouvoir usiner l'oscillateur par électro-érosion, il est nécessaire de respecter certain critères. Comme l'élancement ($e = l/h$) des lames dépasse la valeur fixée usuelle (en général 60), cela pourrait engendrer des vibrations dans la pièce durant l'usinage qui risqueraient de l'abîmer. En dernier recours il est possible d'utiliser des ponts qui maintiennent la lame durant l'usinage et qui sont retirés plus tard. Ce procédé est coûteux, nous l'avons utilisé que lorsqu'il l'était nécessaire pour respecter cette contrainte d'élancement.

4.8 Palier de la manivelle

Le palier de la manivelle (cf. [figure 14](#)) est dimensionné de sorte à pouvoir maintenir l'axialité de l'arbre de la manivelle. Les forces appliquées sur celui-ci sont dues aux accélérations en translation appliquées à la pendulette (qui sont de maximum $50 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-2}\text{]}$). Nous supposons que la force exportée par l'oscillateur sur la manivelle est très faible, et que donc les forces maximales appliquées sur la manivelle sont les mêmes horizontalement et verticalement. La bague extérieure est fixée. La bague intérieure voit la charge tournante, elle est donc serrée.

La manivelle a une masse de $1.9 \cdot 10^{-4} \text{ [kg]}$. Pour ces calculs, nous avons cherché un pignon aux dimensions qui correspondent à ce que nous avons choisi dans la [section 3.5](#) (10 dents). La masse que nous avons retenue en étudiant les dimensions d'un tel pignon est de $5.53 \cdot 10^{-3} \text{ [kg]}$. La masse totale soumise à l'accélération extérieure est donc d'environ $5.72 \cdot 10^{-3} \text{ [kg]}$.

La force appliquée est donc de :

$$F = ma = 286 \cdot 10^{-3} \text{ [N]}$$

Les forces axiales et radiales sont donc relativement faibles, c'est pourquoi nous avons retenu la solution d'un palier à roulement à gorges profondes. Nous voulons également un rotulage très faible, ce qui convient à notre solution.

Nous avons donc :

$$F_a/F_r = 1$$

Les paramètres du constructeur sont :

$$\frac{f_0 F_a}{C_0} = 11.9 \cdot 10^{-3} \quad e = 0.19 \quad X = 0.56 \quad Y = 2.3 \quad C = 540 \text{ [N]}$$

Nous obtenons la charge dynamique :

$$P = 818 \cdot 10^{-3} \text{ [N]}$$

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 = 288 \cdot 10^6$$

$$L_{10H} = L_{10} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 2\pi f} = 190 \cdot 10^9 \text{ heures} = 21.8 \cdot 10^6 \text{ ans}$$

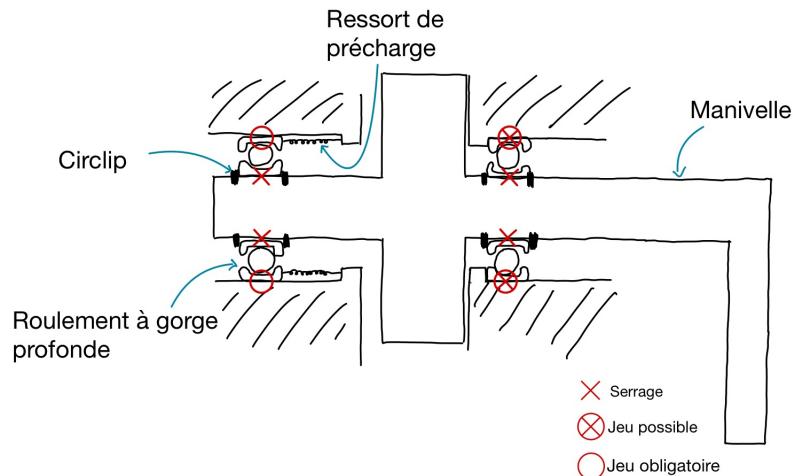


FIGURE 14 – Schéma du palier de la manivelle.

La charge dynamique est relativement faible devant la capacité dynamique, un serrage de j6 sur l'arbre et un jeu de J6 sur le logement semblent adéquats. Le palier est maintenu par un ressort de précharge et un épaulement sur la bague extérieure, ainsi que des circlips sur la bague intérieure.

Nous remarquons donc que les roulements ne seront pas une faille de sécurité dans notre assemblage, l'horloge doit résister 50 ans, largement moins que la valeur de rupture en fatigue du palier.

4.9 Estimation du coût de fabrication

Les coûts liés aux matériaux de l'oscillateur sont négligeables. Le titane ne vaut pas plus de 5CHF/kg et le tungstène 50CHF/kg. De plus, hormis quelques lames en ponts sur l'oscillateur, la fabrication ne nécessite pas de procédé particulièrement coûteux. C'est pourquoi, malgré nos connaissances réduites des coûts des méthodes d'usinage, nous estimons que notre mécanisme ne dépasse pas la limite fixée par le cahier des charges. Pour comparaison, nous avons jugé que nous nous situons légèrement au dessus du budget du projet Wattwins.

5 Conclusion

Comme nous pouvons le lire dans le récapitulatif du cahier des charge (cf. tableau 5.1), notre mécanisme, bien que légèrement perfectible selon certains critères, remplit globalement bien sa fonction sans défaut majeur. Nous retiendrons tout de même de l'expérience de ce projet.

Premièrement les tables à lames, ainsi que toutes les articulations en guidage flexible qui possèdent des degrés d'hyperstatisme intrinsèques, possèdent des défauts à ne pas négliger lorsqu'on fait le choix de les utiliser en nombre dans un mécanisme. Ici, leur sensibilité à la charge aura causé divers problèmes et nécessité plusieurs heures de travail et réflexion supplémentaires. Même après de nombreuses tentatives de correction, il demeure des imprécisions dans le mécanisme que nous pouvons attribuer à une utilisation pas assez conscientieuse de ces éléments flexibles.

Ensuite de manière plus générale, une gestion plus attentive de la chronologie des tâches aurait pu nous faire gagner du temps et de l'énergie. En effet, en constatant l'anisotropie de la rigidité sur un cycle, nous avons immédiatement mis en pause le reste des calculs pour trouver le meilleur moyen de réduire cette erreur. Cependant lorsque nous avons plus tard implémenté le bariquet, de nouveaux problèmes de dimensionnement ont rendu tous nos effort sur la rigidité caducs. Il aurait donc été plus efficace de finir d'implémenter tous les calculs du dimensionnement avec l'outil Matlab avant de corriger les imperfections pour pouvoir simultanément garder un oeil sur les éventuelles perturbations sur les autres paramètres.

Nous restons malgré tout satisfaits du déroulement de la conception et du résultat final. Notre système semble valider la majorité du cahier des charges et ne fait pas de compromis sur les données. Il persiste une erreur d'asynchronisme mais le système est fonctionnel en dehors de cela.

CATEGORIES	CONDITIONS	APPLICATION
Conditions IsoSpring	<p>Produire une force de rappel élastique linéaire et isotrope</p> <p>Centre de force indépendant de θ</p> <p>Masse en orbite se comportant comme une masse ponctuelle</p> <p>Masse réduite constante</p> <p>Insensibilité à l'amplitude de la gravité, dans une orientation donnée</p>	<p>Guidages flexibles, légère anisotropie</p> <p>Orbite circulaire avec système symétrique (cf. sous-section 2.1.3)</p> <p>Oscillateur avec m_{eq} constante (cf. sous-section 3.2.2)</p> <p>Oui</p> <p>Volants d'inertie insensibles à la gravité, sous-système de masse très faible ($m_{eq} \cdot g \ll k_{eq}x$)</p>
Conditions Balanced-IsoSpring	<p>Insensibilité à la direction de la gravité</p> <p>Insensibilité aux accélérations en translation de la base de l'oscillateur</p> <p>Insensibilité aux accélérations en rotation de la base de l'oscillateur</p>	<p>Volants d'inertie insensibles à la gravité, sous-système de masse très faible ($m_{eq} \cdot g \ll k_{eq}x$)</p> <p>Équilibrage en force</p> <p>Équilibrage en moment</p>
Spécifications	<p>Fréquence</p> <p>Rayon des orbites</p> <p>Réserve de marche</p> <p>Encombrement max</p> <p>Durée de vie</p> <p>Température de fonctionnement</p> <p>Prix de fabrication</p>	<p>$f = 5$ [Hz]</p> <p>0.97 [mm] $\leq r \leq 1.1$ [mm]</p> <p>$H = 8$ jours</p> <p>$112.95 \times 69.24 \times 2$ [mm³] (oscillateur) + bloc de transmission de taille adéquate</p> <p>> 50 ans</p> <p>Matériaux adaptés aux températures spécifiées</p> <p>Usinage technique mais sans être impossible, matériaux abordables</p>

TABLE 5.1 – Récapitulatif du cahier des charges.

6 Annexes

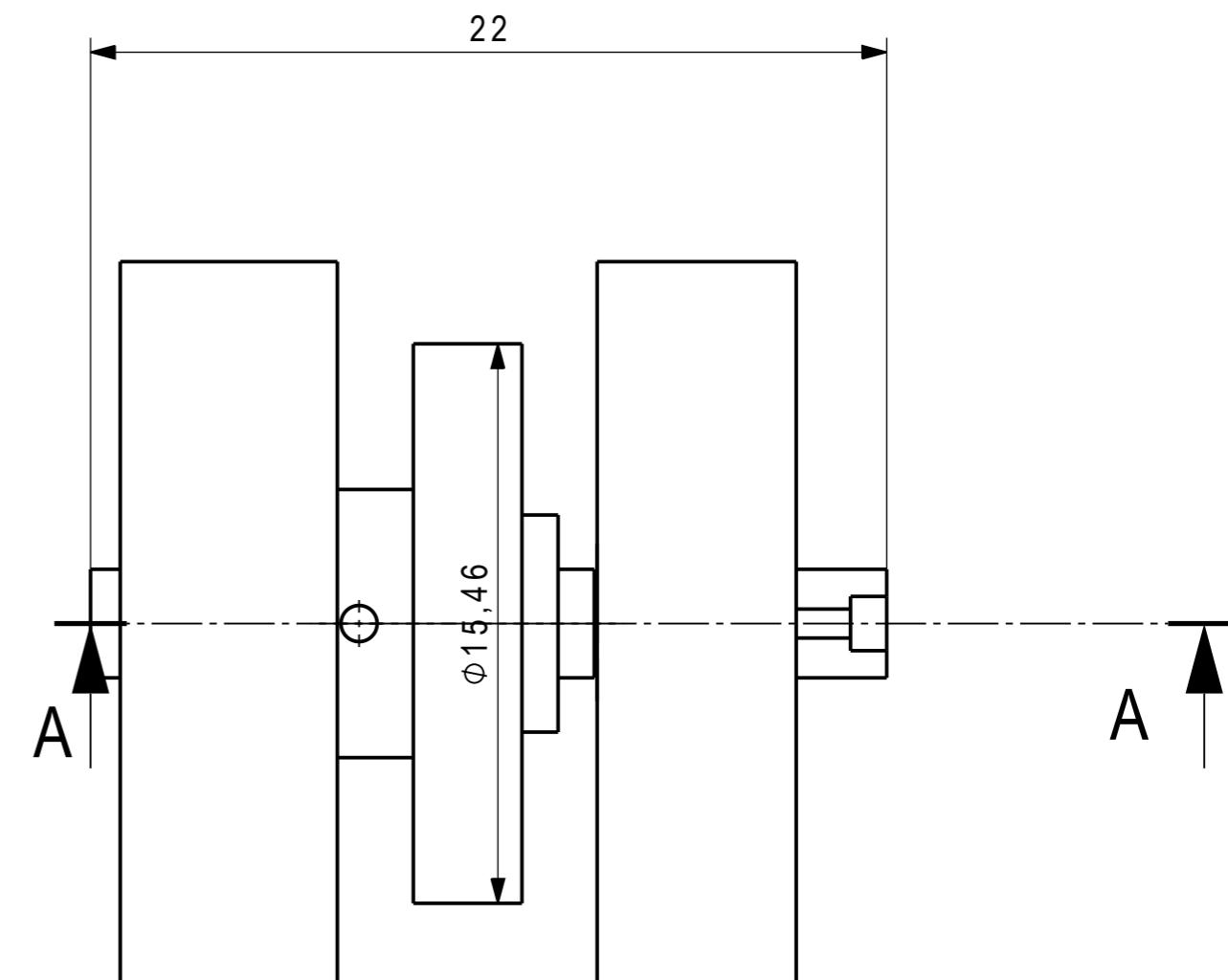
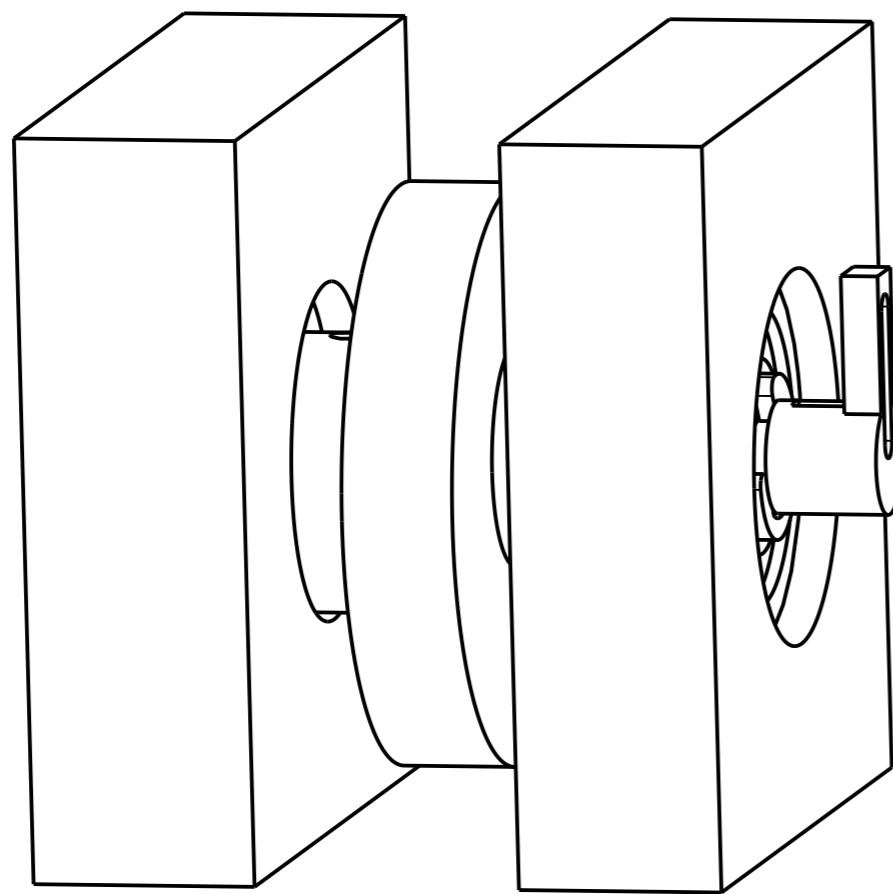
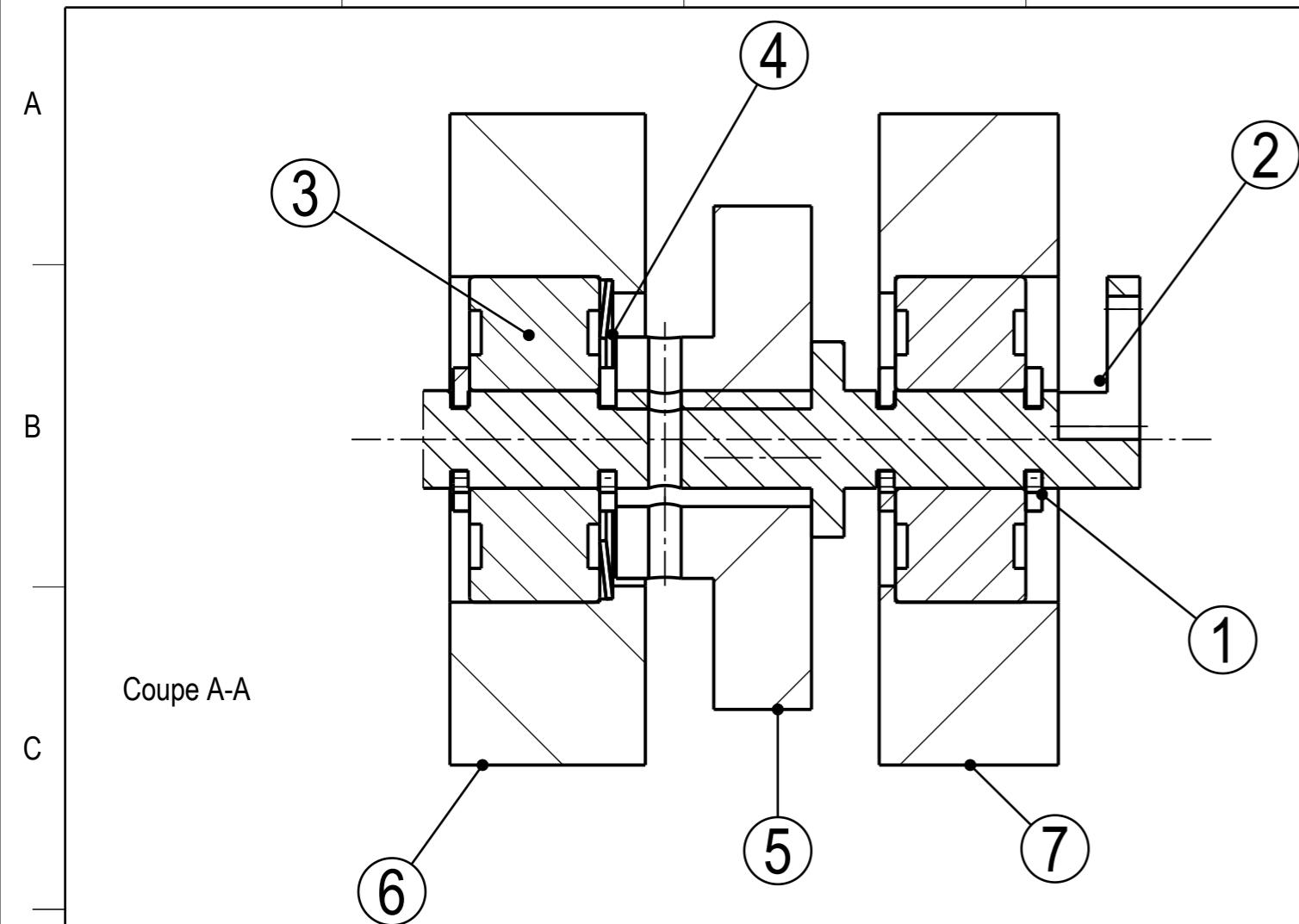
6.1 Dessin de construction de la pendulette avec liste de toutes les pièces

Dessin CATIA V5

6.2 Dessin de détail de la manivelle

Dessin CATIA V5

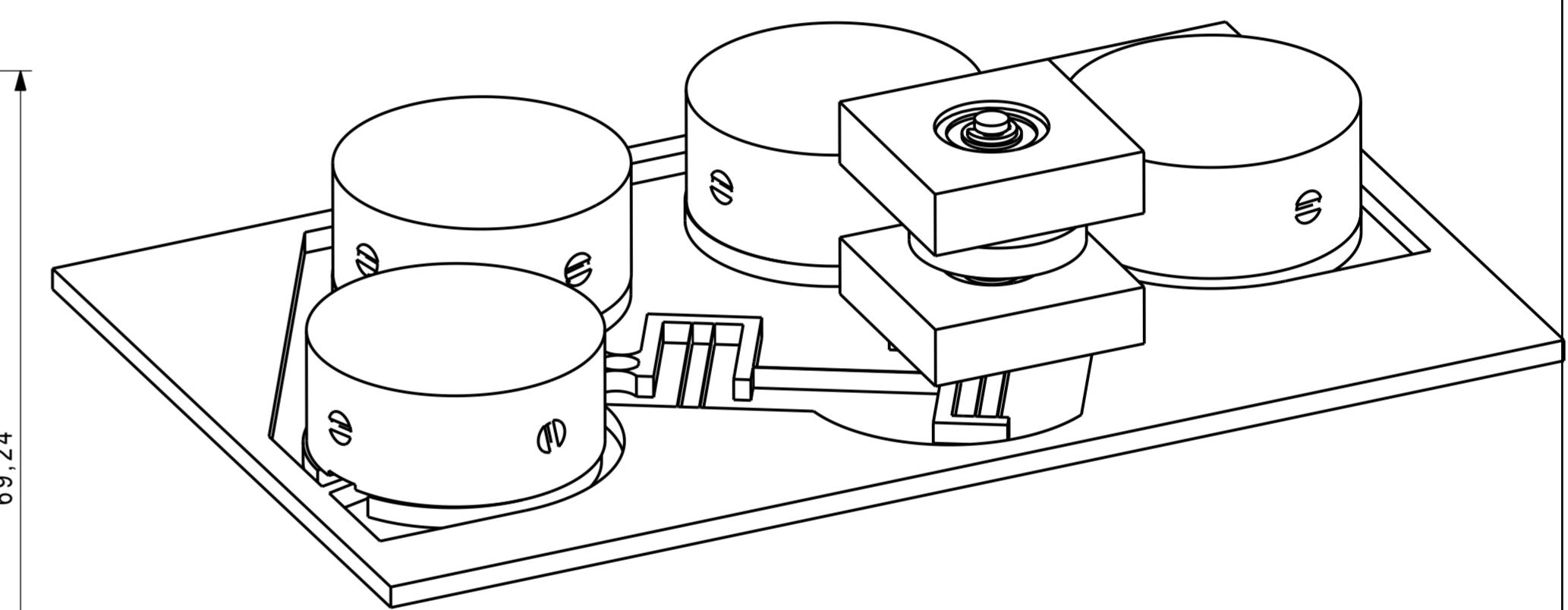
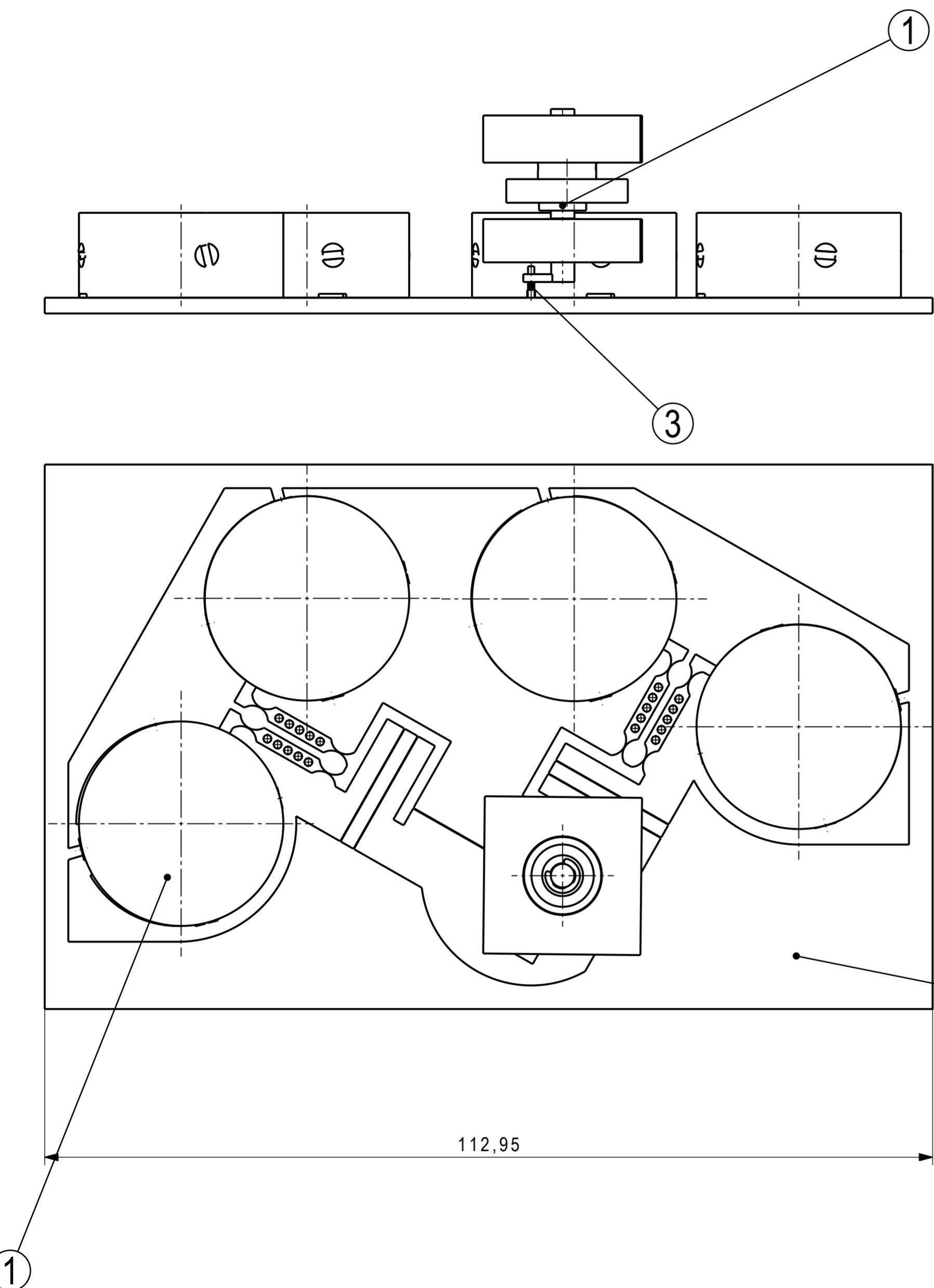
1 2 3 4 5 6 7 8



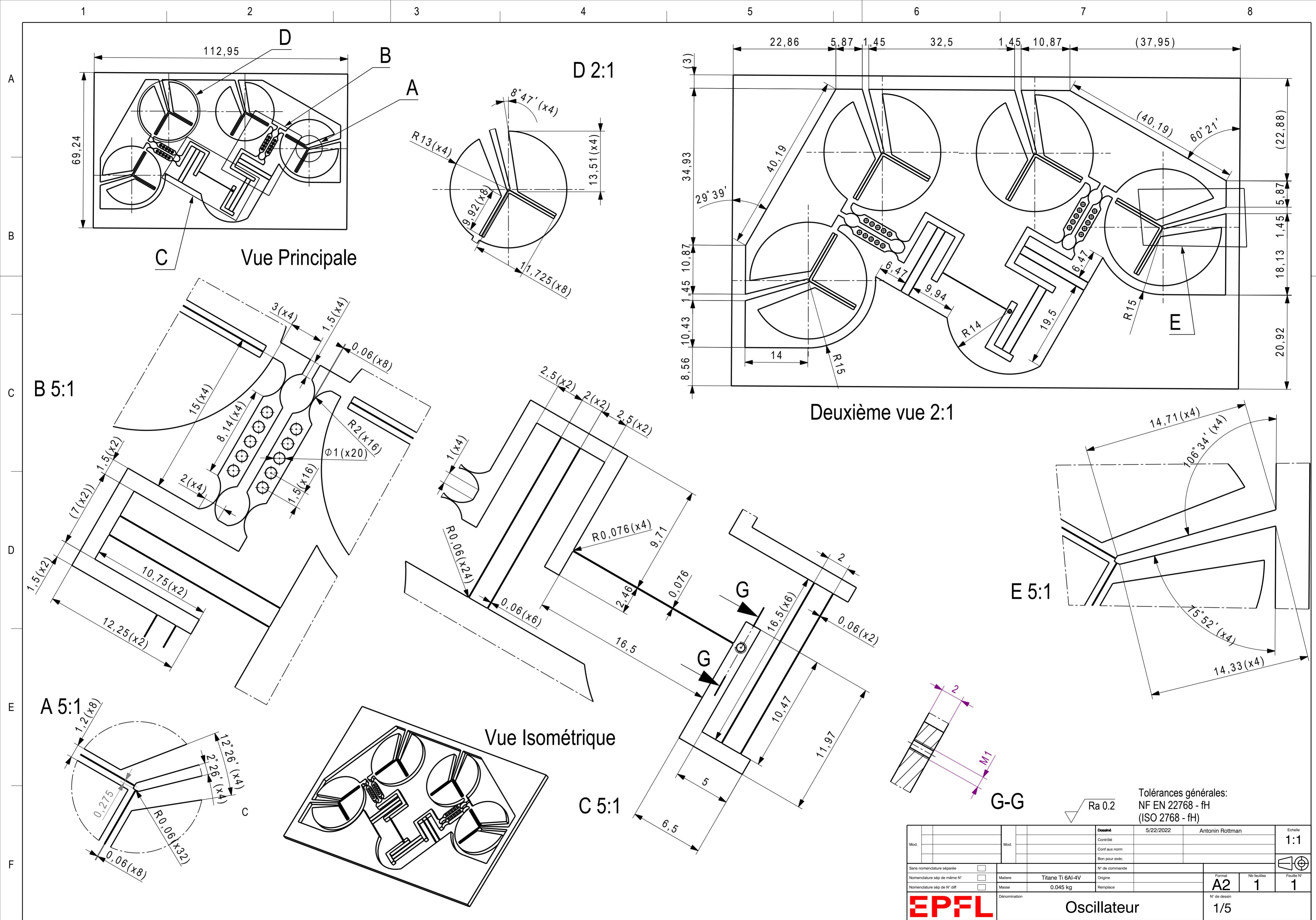
7	1	Bati 1				
6	1	Bati 2				
5	1	Engrenage				
4	1	Ressorts de précharge Bellerive				
3	2	Ressort à gorge profonde SBC623ZZ				
2	1	Manivelle				
1	4	Circlip 98317A204				
Pos.	Quantité	Unité	Numéro d'identification	Dénomination/caractéristiques		
Mod.				Dessiné	5/22/2022	Antonin Rottman
				Contrôlé		
				Conf aux norm		
				Bon pour exéc.		
Sans nomenclature séparée <input type="checkbox"/>			N° de commande			Echelle
Nomenclature sép de même N° <input type="checkbox"/>			Origine			5:1
Nomenclature sép de N° diff <input type="checkbox"/>			Remplace			
EPFL			Dénomination			Format
			Assemblage Palier manivelle			N° de dessin
						1/2

1 2 3 4 5 6 7 8

A
B
C
D
E
F



4	4		Masselottes réglables		
3	1		Vis Oscillateur		
2	1		Oscillateur		
1	1		Assemblage manivelle		
Pos.	Quantité	Unité	Nom de l'identification	Désignation/caractéristiques	
Mod.			Mod.	Dessiné	22/05/2022
				Contrôlé	Arno Douady
				Conf aux norm	
				Bon pour exec.	
Sans nomenclature séparée	<input type="checkbox"/>		N° de commande		
Nomenclature sép de même N°	<input type="checkbox"/>		Origine		
Nomenclature sép de N° diff	<input type="checkbox"/>		Remplace		
Format	A2	Nb feuilles	Feuille N°		
Désignation	EPFL	2/2	Balanced IsoSpring	N° de dessin	



1

2

3

4

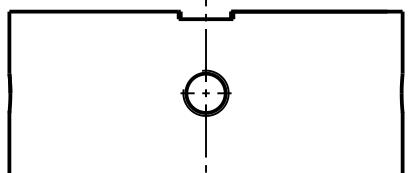
5

6

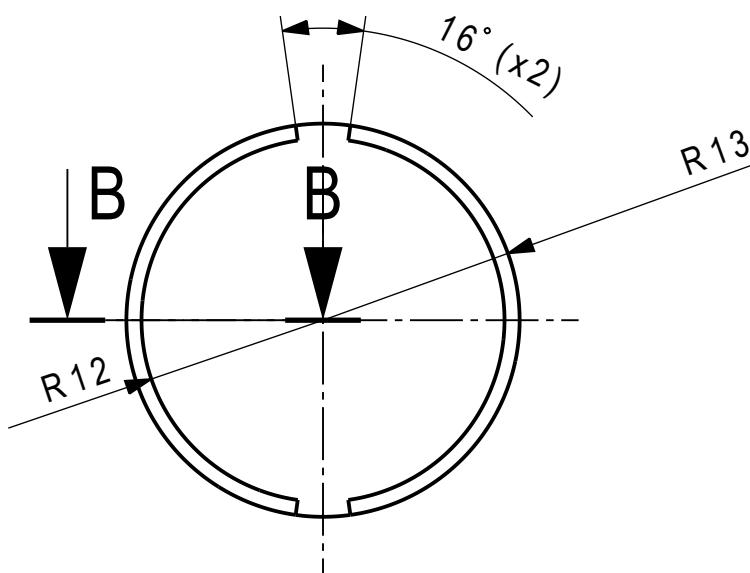
7

8

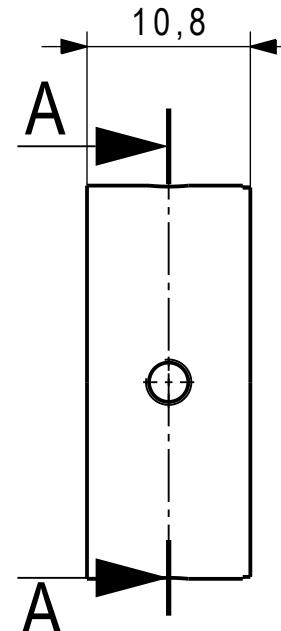
A



B

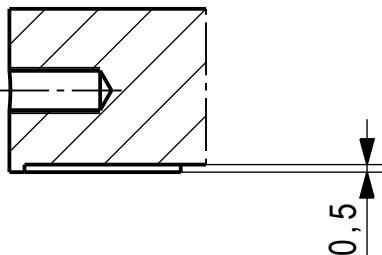


C

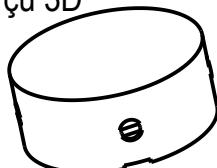


D

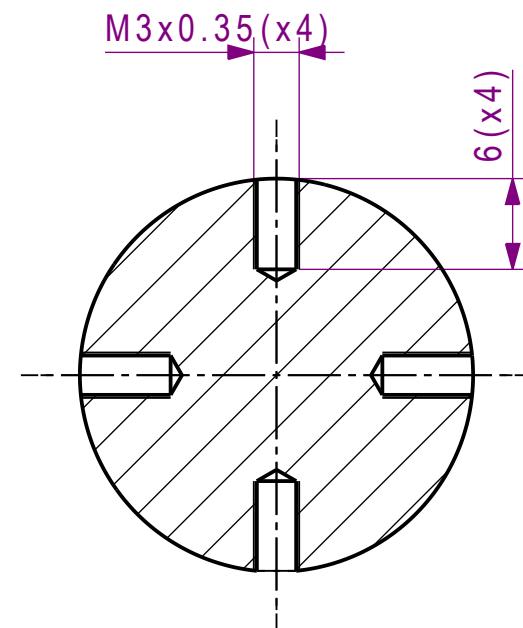
Coupe B-B



Aperçu 3D



Coupe A-A



Tolérances générales :
NF EN 22768 - fH
(ISO 2768 - fH)

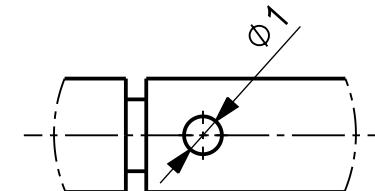
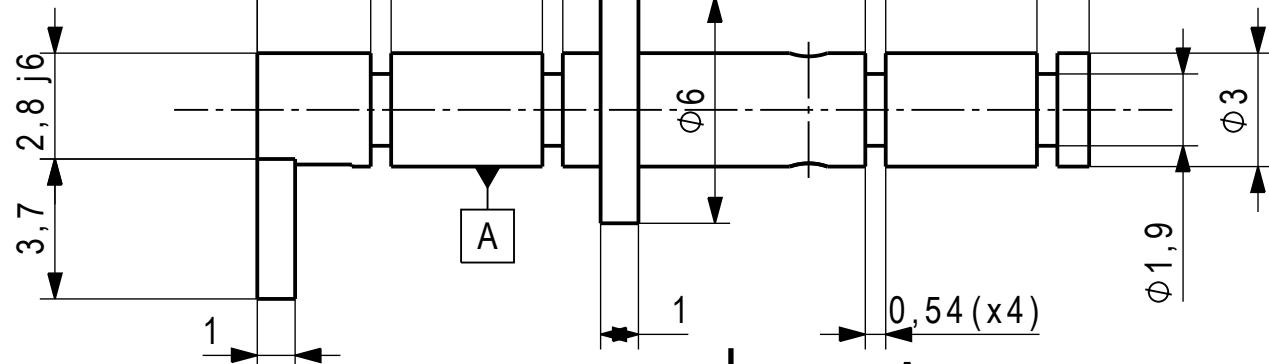


Mod.	Mod.	Dessiné	21/05/2022	Arno Douady	Echelle
Sans nomenclature séparée <input type="checkbox"/>		Contrôlé			
Nomenclature sép. de même N° <input type="checkbox"/>	Matière	Tungstène W90NiCu	Origine		
Nomenclature sép. de N° diff <input type="checkbox"/>	Masse	0,091 kg	Remplace		
Dénomination		Format		N° dessin	
EPFL		A4		1	Feuille N° 1
				2/5	

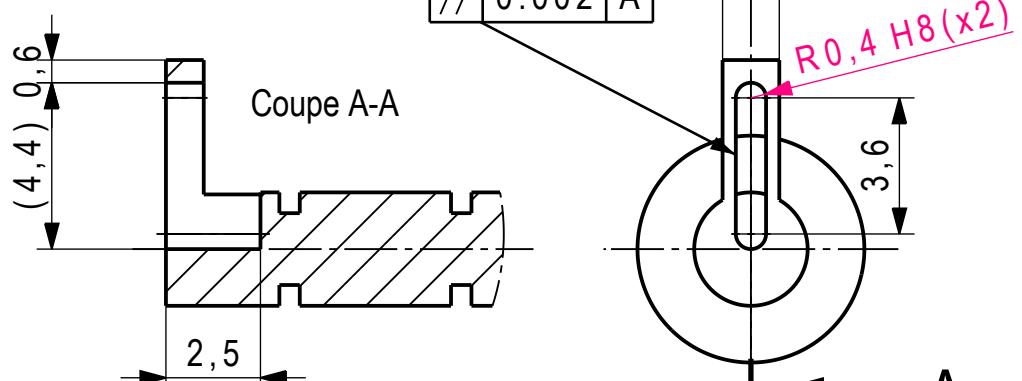
Disque massique

1 2 3 4 5 6 7 8

A
Vue Principale



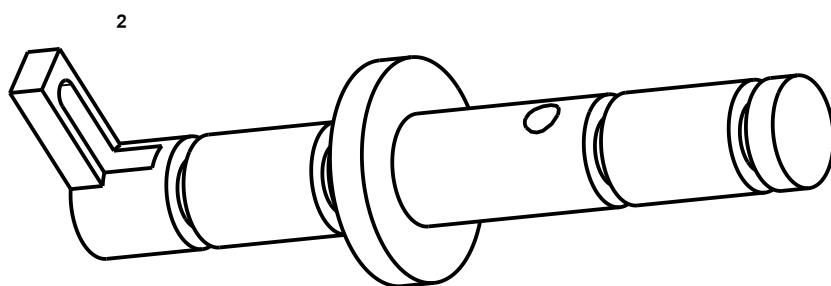
B
C



// 0.002 A

R0,4 H8 (x2)

Coupe A-A
Vue Secondaire



Ra 1.6

Tolérances générales:
NF EN 22768 - fH
(ISO 2768 - fH)

Mod.	Mod.	Dessiné	5/22/2022	Antonin Rottman	Echelle
Sans nomenclature séparée		Contrôlé			
Nomenclature sép. de même N°		Conf aux norm			
Nomenclature sép. de N° diff		Bon pour exéc.			
		N° de commande			
		Matière	EN AC-AlSi7Mg0.3 T6	Origine	
		Masse	0.000447 kg	Remplace	
		Dénomination	Manivelle		
EPFL		N° de dessin			Feuille N°
		3/5			1
		Format	A4	Nb feuilles	
					Feuille N°

1

2

3

4

5

6

7

8

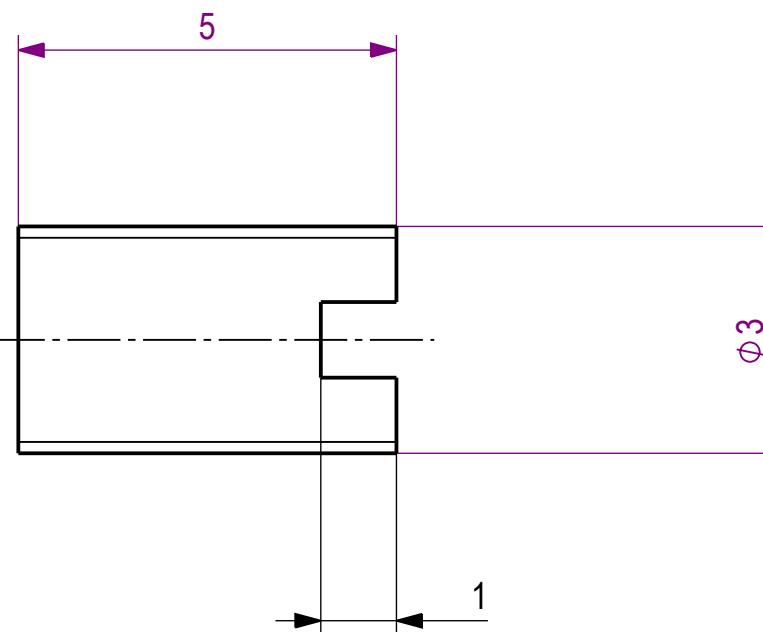
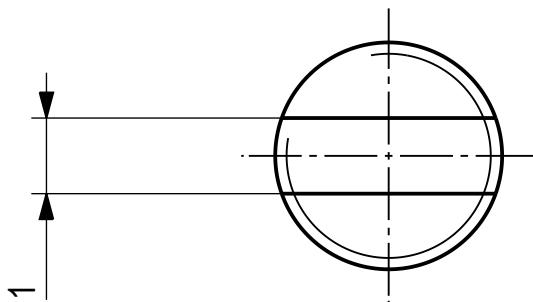
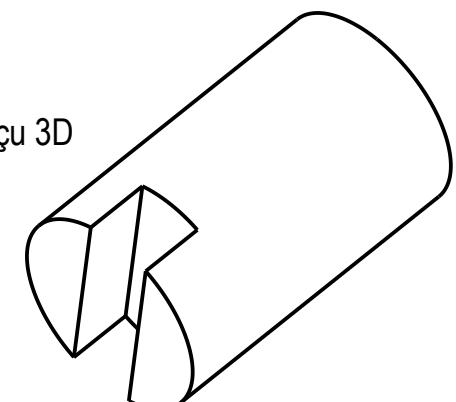
A

B

C

D

Aperçu 3D



Tolérances générales :
 NF EN 22768 - fH
 (ISO 2768 -fH)



Mod.	Mod.	Dessiné	21/05/2022	Arno Douady	Echelle
Sans nomenclature séparée <input type="checkbox"/>		Contrôlé			10:1
Nomenclature sép de même N° <input type="checkbox"/>	Matière	Tungstène W90NiCu	Origine		
Nomenclature sép de N° diff <input type="checkbox"/>	Masse	0,001 kg	Remplace		
	Dénomination	Vis massive			Format A4 Nb feuilles 1 Feuille N° 1
		N° de dessin 4/5			

EPFL

1

2

3

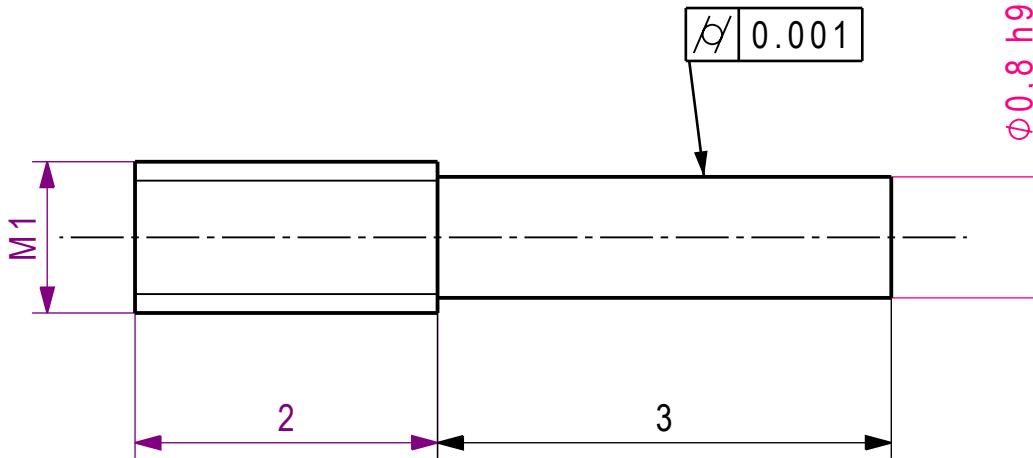
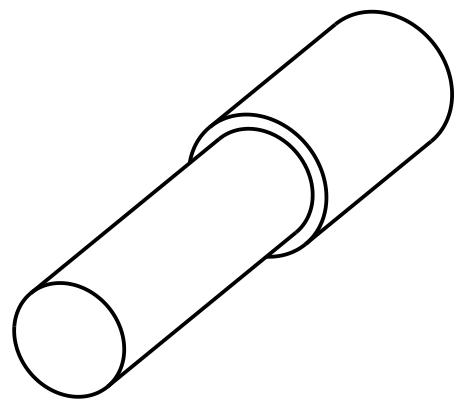
4

5

6

7

8



Tolérances Générales:
NF EN 22768-fH
(ISO 2768 - fH)

Ra 0.2

Mod.	Mod.	Dessiné	5/22/2022	Antonin Rottman	Echelle
<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	Contrôlé			20:1
<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	Conf aux norm			
<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	Bon pour exéc.			
Sans nomenclature séparée <input type="checkbox"/>		N° de commande			
Nomenclature sép de même N° <input type="checkbox"/>	Matière	Titane Ti 6Al-4V	Origine		
Nomenclature sép de N° diff <input type="checkbox"/>	Masse	0.0000137 kg	Remplace		
EPFL	Dénomination	Vis Oscillateur			N° de dessin
		A4	1	1	Feuille N°