

BACHELOR BA4 - MT

PROJET DE CONCEPTION DE MÉCANISMES

Balanced IsoSpring

Farouk Himmiche
Ameer Elkhayat
Mahdi Fourati
Jad Benabdelkader
Alessandro Zedgitt

Groupe 28

22 mai 2022

Table des matières

1	Introduction	3
2	Principe de fonctionnement	5
2.1	Explication du principe de fonctionnement	5
2.1.1	Principe de l'oscillateur	5
2.1.2	Principe de l'équilibrage en force et en moment	5
2.2	Schéma cinématique de l'oscillateur représenté avec des articulations idéales	5
2.3	Implémentation de la cinématique de l'oscillateur en guidages flexibles .	5
2.4	Calcul de la mobilité selon la méthode de Grübler et discussion des éventuels hyperstatismes	6
2.5	Discussion qualitative de l'isotropie de rigidité, et de l'isotropie masse .	7
2.6	Mise en évidence des concepts originaux et explications spécifiques à la solution retenue	7
3	Dimensionnement du mécanisme	8
3.1	Dimensionnement de l'oscillateur	8
3.2	Dimensionnement des engrenages	11
3.3	Dimensionnement de la manivelle	15
4	Construction	16
4.1	Argumenter les choix faits pour la construction	16
4.2	Argumenter les choix des matériaux	16
5	Conclusion	17
6	Annexes	20

Table des figures

1	Fonctionnement par bloc de l'horloge	3
2	Schéma en guidage idéal	5
3	Schéma en guidage flexible	6
4	Schéma simplifié de transmission	12
5	Courbe d'armage et de désarmage du barillet	13
6	Dimensions des roues et des pignons	14
7	Dessin technique du Circlip	15

1 Introduction

Nous allons commencer par expliquer le fonctionnement d'une horloge classique. Elle est composée d'un barillet (une réserve d'énergie sous la forme d'un ressort spiral), d'un train d'engrenage (permet la transmission de l'énergie et permet d'obtenir les vitesses des aiguilles) et d'un échappement. Le rôle de l'échappement est de ralentir l'horloge et de permettre un écoulement constant du temps. Cependant l'échappement possède un grand défaut et c'est son rendement très faible. C'est pour palier à ce problème que nous remplaçons le système échappement par un oscillateur en guidages flexibles. Avec l'aide des guidages flexibles nous pouvons aussi implémenter des équilibrages en forces et en moments afin d'améliorer la mesure du temps écoulé. Ce projet s'inscrit donc dans une démarche d'améliorer nos horloges et dépasser ces limitations.

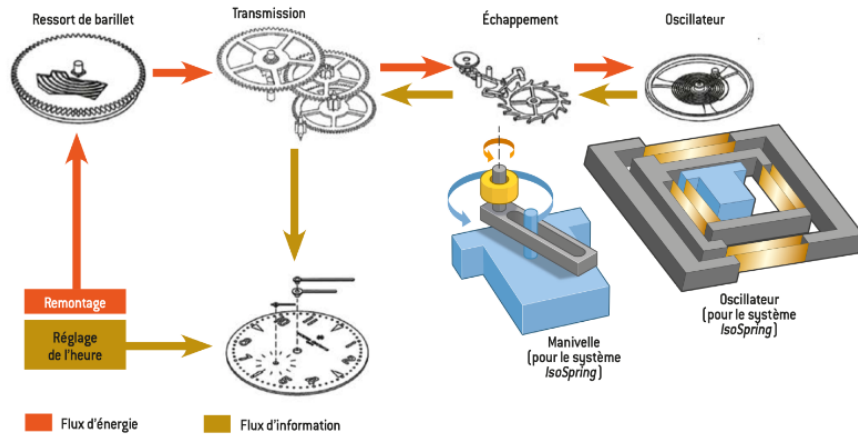


FIGURE 1 – Fonctionnement par bloc de l'horloge

De plus, cet oscillateur sera intégrée dans une pendulette de voyage qui impose donc un équilibrage en force et en moment. Dans notre pendulette, nous remplaçons l'échappement par une manivelle liée à l'oscillateur qui va permettre une meilleure utilisation de l'énergie fournie par le barillet.

L'objectif de ce projet de conception de mécanisme est de mettre en œuvre les bases acquises au premier semestre en suivant un cahier des charges bien précis.

Nous allons donc essayé de concevoir une pendulette avec un mécanisme simple afin d'avoir une horloge finale qui marche pendant plus de 8 jours en ayant remonté une seule fois le barillet. Nous verrons par la suite que notre oscillateur est insensible à la direction ainsi que l'amplitude de la gravité. En plus de l'être aussi pour les accélérations en translations et en rotation lorsque nous manipulons la base du système.

Enfin, nous avons aussi fait en sorte d'avoir une pendulette avec un mécanisme pouvant fonctionner pendant une cinquantaine d'années en plus d'avoir un encombrement moindre qui nous permettrait de la mettre dans une valise.

2 Principe de fonctionnement

2.1 Explication du principe de fonctionnement

2.1.1 Principe de l'oscillateur

L'oscillateur est composé de plusieurs inverseurs simples tels que montrés dans la section 2.2. Il est modélisé de telle sorte à avoir 2 degrés de liberté et donc oscille de manière à dessiner une ellipse lors de sa course.

2.1.2 Principe de l'équilibrage en force et en moment

Sachant que notre oscillateur est composé de plusieurs inverseurs, nous avons donc un équilibrage en force et en moment. En effet, notre mécanisme n'exporte pas de force vers son bâti et est insensible aux accélérations linéaires externes. De plus, son centre de masse à une vitesse nulle et son énergie potentielle est constante dans tout son champ de manœuvre ce qui confirme son équilibrage en force. Ensuite, notre mécanisme n'exporte pas de couple vers son bâti et il est insensible aux accélérations angulaires externes ce qui le rend équilibré en moment.

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

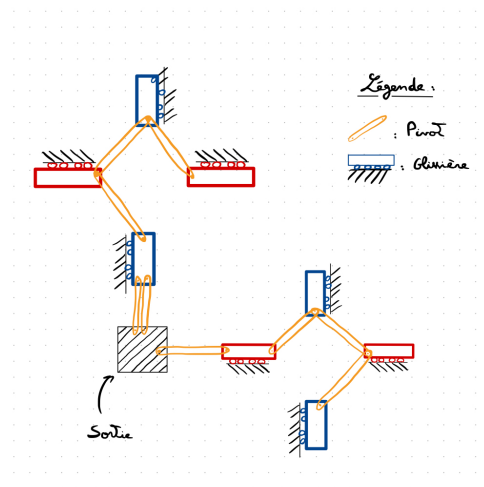


FIGURE 2 – Schéma en guidage idéal

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

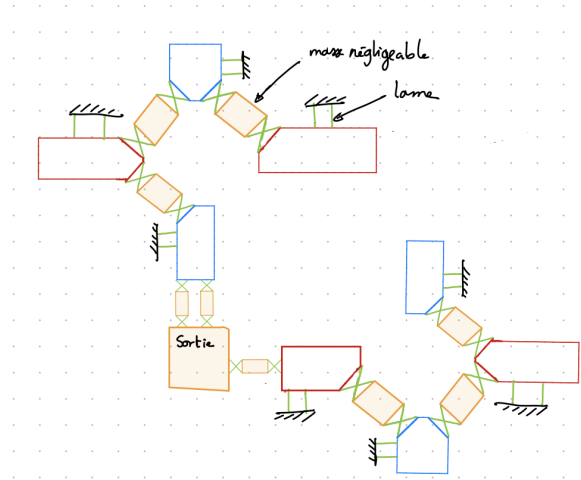


FIGURE 3 – Schéma en guidage flexible

2.4 Calcul de la mobilité selon la méthode de Grübler et discussion des éventuels hyperstatismes

Pour trouver le nombre de boucles, on doit calculer d'abord le nombre d'articulations K :

$$K = 26 \text{ (18 pivots et 8 glissières)}$$

Puis le nombre de segment N :

$$N = 19$$

Enfin le nombre de boucle B :

$$B = K - N + 1 = 26 - 19 + 1 = 8$$

Maintenant, on peut calculer la mobilité de Grübler M sachant que la somme des degrés de liberté des segments est de 26 :

$$M = 26 - 3 \times B = 26 - 24 = 2$$

Vu que notre oscillateur possède 2 degrés de liberté, on peut en conclure que notre mécanisme ne possède pas d'hyperstatisme car $DOH = DOF - M = 2 - 2 = 0$

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

Il n'y a pas d'hyperstatisme vu que le DOH est égal à 0. Cela va nous permettre d'avoir un peu plus de flexibilité quant à l'usinage des pièces. En effet, le nombre d'inconnues de liaison est égal au nombre d'équations données par le principe d'équilibre de la statique. De plus, l'isotropie de rigidité ainsi que l'isotropie masse peuvent aisément être assurés au vu de la symétrie du mécanisme. La partie 3.1 du rapport détaillera plus en détail les relations exactes nécessaires afin de pouvoir réellement assurer cette isotropie.

2.6 Mise en évidence des concepts originaux et explications spécifiques à la solution retenue

L'oscillateur que nous avons choisi est celui qui s'est démarqué par sa simplicité et sa faisabilité. En effet, les autres mécanismes étaient soit beaucoup trop complexes soit contenaient des hyperstatismes.

De plus, l'oscillateur que l'on a choisi est équilibré en moment et en force ce qui le rend optimal pour notre projet. Ensuite, notre oscillateur a une très bonne adaptabilité en guidage flexible. Enfin, le fait que ce mécanisme soit isostatique va nous permettre plus tard une certaine flexibilité sur le choix des matériaux ou encore les méthodes de fabrication.

3 Dimensionnement du mécanisme

3.1 Dimensionnement de l'oscillateur

Dans cette section du projet, nous allons nous attacher sur le dimensionnement de l'oscillateur et de toutes les pièces qui le constituent, en particulier les différentes lames qui le constituent afin de former les articulations flexibles ainsi que les petites masses mobiles posées sur les glissières afin de former une table à lames parallèles. Afin de faciliter ce dimensionnement, nous avons fait plusieurs hypothèses et choix :

- Nous avons opté pour des pivots à deux lames croisées séparées afin de garantir que nos pivots puissent soutenir une course relativement importante sans soucis.
- Nous avons décidé, afin de faciliter le travail, de viser d'abord une fréquence de 2 Hz ainsi qu'une masse réduite de 0.6 Kg, ceci nous définit immédiatement une rigidité équivalente de près de 94.74 N/m selon la formule $f = \frac{1}{2\pi} \frac{\sqrt{k}}{\sqrt{m}}$.
- Nous partirons du principe que tout les guidages flexibles du mécanisme sont faits d'un seul et même matériau, l'acier Bohler K190 que nous choisissons initialement de par sa grande résistance aux contraintes en fatigue.
- Enfin, nous définissons une certaine longueur, que nous nommerons L, et qui correspond simplement à l'écartement en longueur entre deux blocs séparés par un couple de pivots à deux lames ainsi que par une masse négligeable (autre que la sortie qui sera ici considéré comme un bloc à part entière). Nous fixons cette longueur L à 25mm. Ainsi, tout les blocs étant séparés de la sorte se retrouveront à une distance de 25mm l'un de l'autre dans la direction de l'axe de la masse négligeable entre les deux blocs.

A l'aide de tout les points cités précédemment, nous pouvons maintenant entrer dans le vif du sujet. Intéressons nous d'abord aux formules littérales liées à la masse réduite de l'oscillateur : Il est assez clair que nous avons, au vu de la géométrie du mécanisme, un rapport de transmission de vitesse de 1 entre les différentes tables à lame. Ceci signifie que la vitesse de la sortie, v, est la même que celle de toutes les masses mobiles. Nous dimensionnerons ces masses de telle manière à ce qu'elles soient parfaitement identiques entre elles et nous noterons donc leur masse individuelle m_i . On a : $\frac{1}{2}mv^2 = 4m_iv^2$. Nous appellerons cette formule l'équation (1). Ceci nous donne immédiatement $m = 8m_i$

Après avoir traité la masse réduite du mécanisme, il est temps de trouver des formules nous permettant d'aboutir à la rigidité équivalente. Afin de traiter ce problème, nous

supposerons que toutes les glissières ont la même rigidité notée k_g et que les pivots agissant selon x ont une rigidité (k_a) différente de celle des pivots agissant selon y (k_b). Nous diviserons ce problème en deux en calculant séparément la rigidité selon chacun de nos deux degrés de liberté x et y.

Selon x, il est clair que nous retrouvons toujours un rapport de transmission angulaire de 1 entre nos blocs. Ainsi, tout nos pivots font le même angle θ_x lorsque la sortie se déplace selon x. Une simple analyse géométrique du mécanisme nous permet de déterminer que lorsque la sortie se déplace de x, on a $\theta_x = \frac{x}{L}$. On définit la rigidité selon x comme étant k_x . Ainsi on a, en utilisant l'énergie potentielle de chacun des ressorts agissant en x : $k_x = 2(\frac{5k_a}{L^2} + 2k_g)$. Nous appellerons cette équation l'équation (2).

Selon y, nous pouvons mener le même raisonnement et nous rendre compte que le rapport de transmission angulaire vaut toujours 1 et que $\theta_y = \frac{y}{L}$ lorsque la sortie se déplace de y, on en déduit de la même manière que précédemment que $k_y = 2(\frac{4k_b}{L^2} + 2k_g)$. Nous appellerons cette équation l'équation (3).

Nous pouvons maintenant utiliser la condition d'isotropie du mécanisme afin de poser que $k = k_x = k_y$, les équations (2) et (3) nous permettent ensuite de déterminer la relation entre k_a et k_b : $5k_a = 4k_b$. Nous appellerons cette équation l'équation (4).

L'équation (4) nous permet maintenant de définir des contraintes géométriques sur les dimensions des pivots agissant selon x et des pivots agissant selon y, car nous savons que de manière générale la rigidité d'un pivot à lames croisées séparées est définie par $k_p = 2(\frac{EI_p}{l_p})$ (5) avec $I_p = \frac{b_p h_p^3}{12}$ (6).

Commençons par le dimensionnement des pivots agissant selon x en utilisant l'équation (2) ainsi que les équations (5) et (6). On sait qu'avec une fréquence de 2 Hz et une masse réduite de 0.6kg, on a une rigidité k de 94.74 N/m, et l'isotropie impose $k_a = k$ (7). On cherche maintenant les dimensions h_x , b_x et l_x de ces pivots (Voir formulaire Guidages flexibles pour savoir à quoi correspondent ces dimensions). Fixons $h_x = 20 \cdot 10^{-5}$ mètres, $l_x = 15 \cdot 10^{-3}$ mètres et $k_g = 15$ N/m, nos équations nous donnent alors directement une valeur de b_x nous permettant de respecter l'équation (7), car nous n'avons plus aucune inconnue étant donné que nous connaissons également le module de Young de l'acier Bohler K190 qui est de 196 GPa. On obtient alors $b_x = 1.23 \cdot 10^{-4}$ mètres.

Ensuite, il nous faut aborder le dimensionnement des pivots agissant selon y en utilisant les équations (4), (5) et (6). Posons que $h_y = h_x$ et $b_y = b_x$, ceci nous garantit que l'on a $I_x = I_y$ et l'équation (4) devient une équation à une seule inconnue à trouver : l_y . On trouve de cette manière $l_y = 12 \cdot 10^{-3}$ mètres. Cette valeur de l_y nous garantit l'isotropie du mécanisme puisqu'elle respecte l'équation (4).

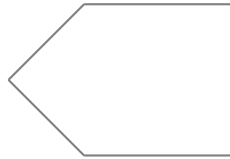
Il nous reste maintenant à dimensionner les tables à lame dont nous disposons, en sachant que nous avons posé précédemment pour dimensionner nos pivots que $k_g = 15$ N/m. Nous connaissons la formule générale afin de déterminer la rigidité d'une table à lame $k_g = \frac{24EI_g}{l_g^3}$ (8) avec $I_g = \frac{b_g^3 h_g}{12}$ (9). De là, on peut dimensionner la table à lames en posant $l_g = 10 \cdot 10^{-3}$ mètres et $h_g = 20 \cdot 10^{-6}$ mètres, on trouve avec (8) que $b_g = 1.2 \cdot 10^{-4}$ mètres. Ceci termine le dimensionnement des tables de notre lame. Il nous reste maintenant à analyser les contraintes dans les guidages et à dimensionner les masses mobiles de telle manière à ce qu'on obtienne bien la masse réduite souhaitée.

Concentrons nous à présent sur les contraintes maximales que l'on retrouve dans nos guidages. Pour le cas des glissières, on sait que le déplacement maximal qu'elles peuvent réaliser est de $r_{max} = 1.78$ mm, ceci nous donne alors la contrainte maximale selon la formule $\sigma_m = \frac{r_{max} 3Eh_g}{l_g^2}$, une simple application numérique nous donne donc que $\sigma_m = 1.96 \cdot 10^8$ Pa, ce qui est bien inférieur à la résistance en fatigue de l'acier Bohler K190 sur 10000000 cycles qui est de $\sigma_d = 8 \cdot 10^8$ Pa, et ceci même en considérant un facteur de sécurité de 1.25.

Dans le cas des pivots, on sait que le déplacement angulaire maximal d'un pivot dans notre mécanisme est de $\theta_m = \frac{r_{max}}{L}$, on peut directement en déduire la formule générale de la contrainte maximale dans un pivot qui est $\sigma_m = \frac{r_{max} E h_p}{2l_p L}$. Pour les pivots agissant selon y , cette formule nous donne $\sigma_m = 1.106 \cdot 10^8$ Pa tandis que pour les pivots agissant selon x on obtient $\sigma_m = 8.84 \cdot 10^7$ Pa. Ces deux valeurs restent très inférieure à σ_d et ceci même en considérant le facteur de sécurité de 1.25. Ainsi, il apparaît clair que les contraintes dans tout nos guidages restent raisonnables. Quant à la durée de vie de l'oscillateur, 10000000 cycles correspondent à près de 58 jours lorsque l'on considère que la fréquence est de 2 Hz, mais il est à noter que la durée de vie réelle sera très largement supérieure à 58 jours étant donné la grande différence entre les contraintes appliquées sur les guidages et la résistance à la fatigue des matériaux les constituant. Il est également à noter que notre approche est très conservative car nous supposons que nous faisons tout nos cycles à intensité maximale, ce qui est en réalité loin d'être

le cas. Nous pensons donc que l'oscillateur devrait avoir une durée de vie supérieure à 50 ans comme précisé sur le cahier des charges.

Enfin, la dernière étape du dimensionnement de notre oscillateur concerne les différentes masses mobiles qui le constituent. Nous allons reprendre l'hypothèse que nous avons faite au moment du calcul de la masse réduite qui est que toutes les masses mobiles prises individuellement sont identiques entre elles en termes de masse mais aussi de dimensions et de matériau. Voici une petite illustration de la forme de nos masses mobiles :



Les deux côtés venant former la "pointe" de la masse sont égaux et nous noterons cette longueur l_4 , la base de tout le triangle formé par la pointe aura une longueur l_2 que nous supposons égale à l_4 afin de disposer d'un triangle équilatéral. La profondeur, qui n'est pas représentée sur le petit dessin 2D ci-dessus, sera nommée l_1 et enfin la dimension longitudinale de la masse sera nommée l_3 . Afin de poursuivre le dimensionnement, nous fixons $l_2 = l_4 = 10.60$ mm ainsi que $l_3 = 17$ mm. L'équation (1) devient alors une équation à une seule inconnue étant donné que l'on peut poser que $m_i = \rho_m V_m$ avec ρ_m est la masse volumique du Bronze Pfinodal et que V_m , le volume d'une masse mobile, est aisément calculable. Tout ceci nous permet de définir la longueur $l_4 = 36$ mm qui nous permet bien de respecter l'équation (1) et de disposer d'une masse réduite de 0.6 Kg.

Maintenant que nous avons dimensionné les divers éléments de notre oscillateur de telle manière à obtenir une fréquence de 2 Hz et une masse réduite de 0.6 Kg, nous pouvons nous intéresser à la puissance dissipée par l'oscillateur. On a les relations $P_{0_{max}} = \frac{\omega_0^3 m r_{max}^2}{Q}$ et $P_{0_{min}} = \frac{\omega_0^3 m r_{min}^2}{Q}$ avec $Q = 900$ qui correspond au facteur de qualité. On en déduit $P_{0_{max}} = 4.21 \times 10^{-6}$ Watts et $P_{0_{min}} = 7.57 \times 10^{-7}$ Watts. Ceci nous définit immédiatement les couples minimum et maximum selon la relation $P = M\omega$, on a alors $M_{0_{max}} = 3.35 \times 10^{-7}$ Nm et $M_{0_{min}} = 6.02 \times 10^{-8}$ Nm.

3.2 Dimensionnement des engrenages

Le but de cette section est de montrer comment les dimensions des engrenages, à savoir le nombre de dents, le diamètre primitif, ainsi que le module. Pour ce faire, nous utilisons les données suivantes du cahier des charges :

- Fréquence nominale f fixe de l'oscillateur entre 1 Hz et 15 Hz
- Rayon des orbites de l'oscillateur entre une valeur minimale de 0,3 mm et maximale de 4 mm
- Réserve de marche du garde temps, H , supérieur à 8 jours

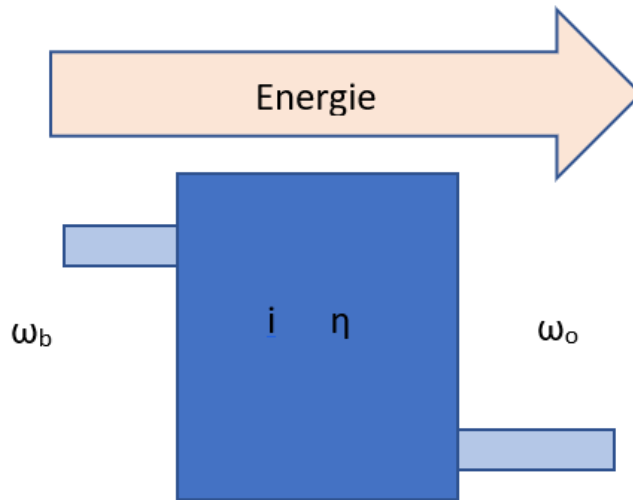


FIGURE 4 – Schéma simplifié de transmission

Sur la base du schéma suivant nous pouvons définir deux variables : la pulsation de l'oscillateur ω_0 ainsi que le facteur de transmission : i . Nous ajoutons aussi la masse réduite de l'oscillateur à cette liste et nous pouvons commencer à dimensionner les engrenages. Nous utilisons les relations suivantes pour dimensionner :

- $\omega_b = i\omega_0$ avec ω_b la vitesse angulaire du barillet.
- $P = \frac{\omega_0^3 m r^2}{Q}$ soit la puissance dissipée sur une orbite circulaire de rayon r . Nous définissons Q comme le facteur de qualité, pour notre application : $Q = 900$
- $P = M\omega$ la puissance est aussi liée au couple appliqué et la vitesse angulaire.
- $H = \frac{2\pi N}{\omega_b}$ cette équation nous donne la réserve de marche du barillet en secondes, il faudra convertir cette valeur en jours.

Nous savons aussi qu'il y a aussi des pertes dans la transmission entre les engrenages ainsi que entre la manivelle ce qui nous introduit le rendement de la manivelle $\eta_m =$

60% et le rendement engrenages $\eta_e = 98\%$. Nous définissons les couples minimums et maximums délivré par le barillet sur la base du graphique.

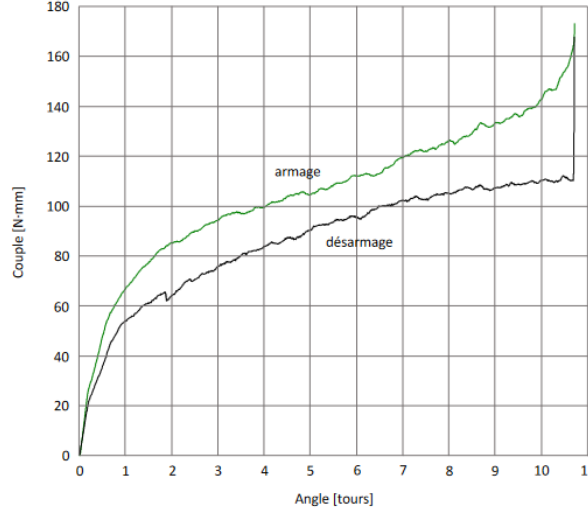


FIGURE 5 – Courbe d'armage et de désarmage du barillet

Nous observons grâce à ce graphique si nous tournons de 10.8 tours, le barillet est capable de nous fournir un couple maximum (C_{max}) de 110 [Nmm] et lorsque qu'il se décharge au minimum il fournit un couple min (C_{min}) de 20 [Nmm] et nous formons un angle de 0.15. Par conséquent, le nombre de tour vaut $N = 10.65$. Avec ceci nous pouvons exprimer le rayon minimum, le rayon maximum et la réserve de marche en fonctions des constantes, du facteur de transmission i , de la masse m et de la pulsation de l'oscillateur ω_o

- $r_{min} = \sqrt{\frac{Q\eta C_{min}i}{\omega_0^2 m}}$
- $r_{max} = \sqrt{\frac{Q\eta C_{max}i}{\omega_0^2 m}}$
- $H = \frac{2\pi N}{\omega_0 i}$

La dernière hypothèse que nous effectuons avant de trouver les valeurs numérique consiste à prédéterminer le nombre d'engrenages entre la manivelle et le barillet. Nous avons décider d'avoir 5 roues et pignons entre l'engrenage de la manivelle et celle du barillet. Par conséquent, $\eta = \eta_m \eta_e^5$

Maintenant nous testons différentes valeurs afin de satisfaire le cahier des charges, à savoir : $r_{max} \leq 4\text{mm}$, $r_{min} \geq 0.3\text{mm}$ et $H \geq 8$ jours. Pour satisfaire les contraintes nous obtenons les valeurs suivantes pour $i = 5.56 \times 10^{-6}$, $f_0 = 2$ [Hz], $m = 0.6$ [kg] et donc au final $H = 11.09$ jours, $r_{max} = 0.76$ mm et pour finir $r_{min} = 1.78\text{mm}$.

Nous devons maintenant choisir les engrenages qui nous permettent d'atteindre le i correcte défini plus haut. Nous savons que pour deux engrenages en contact nous avons que $i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}$ avec z le nombre de dents. Nous devons juste multiplier les i des roues individuelles afin d'obtenir le facteur de transmission $i = 5.56 \times 10^{-6}$. Nous identifions aussi une roue qui effectue une rotation en 1 minute comme demandé par le cahier des charges. En complétant les contraintes nous trouvons assez facilement les spécifications des roues à pignons. Ceci est résumé dans le tableau suivant. Nous vous présentons

nom de roue	Oscillateur	1		2		3		4		5		barillet	
	Z	P	Z	P	Z	P	Z	P	Z	P	Z	P	
Dents	100		10	120	10	40	10	500	30	600	30	90	80 [Dents]
module	0.41		0.41	0.3	0.3	0.4	0.4	0.1	0.1	0.1	0.1	0.41	0.41 [Dent/mm]
diamètre	41		4.1	36	3	16	4	50	3	60	3	36.9	32.8 [mm]
vitesse angulaire	1.26E+01		1.26E+00		1.41E-01		2.62E-02		1.57E-03		7.86E-05		6.98E-05 [rad/s]

FIGURE 6 – Dimensions des roues et des pignons

aussi les facteurs de transmissions entre les différentes roues : Nous indiquons ici que la

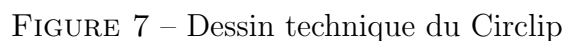
roues	oscillateur-1	1-2	2-3	3-4	4-5	5- barillet
i	$\frac{1}{10}$	$\frac{1}{12}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{50}$	$\frac{1}{20}$	$\frac{8}{9}$

TABLE 1 – Facteur de transmissions

roue numéro 2 est celle qui porte l'aiguille des secondes car elle fait un tour de cadran en 1 minute. Les derniers éléments à ajouter sont les puissances dissipées à divers endroits pour des couples différents. Les valeurs ainsi que les expressions sont présentées dans le tableau de la page suivante

TABLE 2 – Puissances à divers endroit du mécanisme

Le dessin technique du circlip est présenté dans la figure suivante.



4 Construction

4.1 Argumenter les choix faits pour la construction

Au niveau de la construction de l'oscillateur, nous avons décidé de faire deux choix majeurs sur les guidages en particulier : Nous avons opté pour des pivots à lames croisées non séparées ainsi que pour des tables à deux lames parallèles. Le premier choix s'explique par notre volonté de disposer d'une certaine marge de manoeuvre au niveau de la course admissible, étant donné que la course admissible de ce type de pivots est 4 fois supérieure à celle des pivots à lame croisées non séparées. Ce choix implique bien évidemment que l'usinage et l'assemblage de ces pivots sera plus complexe et donc plus cher, mais nous avons jugé que la course admissible offerte par ces pivots compense largement ce surcoût. De plus, ce surcoût est à relativiser étant donné que ce type de pivots reste relativement commun et facile à trouver. Il est toutefois à noter que le déplacement parasite avec ces pivots est relativement important, mais nous pensons que cela ne devrait pas poser de problèmes importants étant donné que nos mouvements restent très petits. Quant aux tables à deux lames parallèles, nous avons ici souhaité compenser la complexité de l'usinage de pivots à lame croisées non séparées en optant pour une structure simple mais qui nous permet tout de même de disposer d'une course admissible assez importante pour répondre à nos besoins.

4.2 Argumenter les choix des matériaux

Pour le choix des matériaux de l'oscillateur, nous avons opté, pour tout nos guidages flexibles, pour l'acier Bohler K190 car il dispose d'excellentes propriétés mécaniques notamment en termes de résistance à la fatigue, les contraintes appliquées sur les guidages étant relativement grande. Il est à noter que la résistance à la fatigue telle que précisée sur le formulaire correspond à une sollicitation en traction répétée, alors que nos guidages sont plutôt sollicités en flexion, mais en réalité la flexion fait "remonter" le coefficient σ_d car les fibres proches de l'axe neutre voient très peu de contraintes. Ensuite, pour les masses mobiles nous avons décidé de les réaliser en Bronze Pfinodal $CN8_{TM04}$ qui, certes, dispose de propriétés mécaniques moins avantageuses que celles de l'acier choisi pour les guidages mais qui possède une masse volumique assez significativement plus importante, ce qui est au final ce que nous recherchons vraiment pour les masses mobiles étant donné que leurs propriétés mécaniques ne sont pas réellement importantes pour le bon fonctionnement du mécanisme et que nous souhaitons surtout limiter au maximum leurs volumes pour des raisons d'encombrement. Enfin, pour les petites masses considérées négligeables dont nous disposons, nous avons choisi d'utiliser l'Aluminium Anticorodal 110-112, car sa faible masse volumique couplé au volume peu important de ces masses nous permet de garantir qu'elles sont effectivement négligeables par rapport au reste.

5 Conclusion

Nous voici arrivé au terme du rapport, nous vous avons expliqué notre démarche au niveau du concept, du dimensionnement des divers éléments ainsi que du choix des matériaux. Vous allons rappeler le cahier des charges et déterminer ce qui a été respecté ou non.

Comparaison entre le cahier des charges et notre travail	
élément du cahier des charges	évaluation de notre mécanisme vis à vis du cahier des charges
Produire une force de rappel élastique linéaire et isotrope	Nous avons un système qui nous produit une force de rappel linéaire, nous garantissons que les propriétés selon les axes principaux du mouvement de l'oscillateur. La symétrie de notre conception initiale nous assure qu'il est possible d'assurer l'isotropie du mécanisme par un dimensionnement approprié, chose que nous avons réalisée dans la section 3.1 du rapport.
Posséder un centre de force indépendant de la position.	Nous avons un centre pour lequel $r_{min} = 0$ et il ne dépend pas de l'orientation. Par contre comme c'est une singularité du mécanisme nous bloquons cette position avec la manivelle.
Avoir une masse réduite constante	Nous avons bien une masse réduite constante. La démonstration se situe au chapitre 3.1.
Avoir une masse en orbite se comportant comme une masse ponctuelle	Si nous regardons la cinématique idéale, nous observons que la sortie est un simple point sans masse. Mais si on réduit l'oscillateur avec le modèle de la fronde, nous obtenons alors une masse réduite ponctuelle.

Suite de la comparaison	
Être insensible à l'amplitude et à la direction de la gravité	Nous avons un système symétrique, dans le sens que lorsque qu'une masse descend une autre masse égale monte de manière à compenser le mouvement.
Être insensible aux accélérations et aux moments de la base de l'oscillateur.	Nous avons un oscillateur symétrique au niveau des masses qui se déplacent en translations ce qui nous garantit une insensibilité en moments. L'insensibilité aux accélérations vient du mouvement complémentaires des masses.
Le barillet imposé, le facteur de qualité, le rendement de la transmission manivelle-oscillateur et le rendement de chaque étage de l'engrenage	Ce sont des grandeurs imposée, nous avons donc pris en compte ces valeurs particulières pour les calculs de dimensionnement.
Fréquence nominale de l'oscillateur entre 1 et 15 [Hz]	Nous avons une fréquence nominale de 2 [Hz]
Rayon des orbites entre 0.3 [mm] et 4 [mm]	Nous avons que $r_{min} = 0.76$ [mm] et que $r_{max} = 1.78$ [mm]
Réserve de marche du garde temps supérieur à 8 jours	notre mécanisme possède un réserve de marche de 11 jours
Encombrement maximale de 70x70x140 [mm^3]	Notre mécanisme dépasse en largeur et en longueur de 10 mm. Nous estimons que ce n'est pas un problème au vu de la faible épaisseur du mécanisme.
Durée de vie du mécanisme supérieur à 50 ans.	Les seuls élément suceptible à de l'usure sont les roulement et ils sont dimensionné tel que la spécifications est satisfaite.
Température de fonctionnement	Nous estimons que l'horloge reste en intérieur dans un environnement contrôler ce qui nous satisfait notre horloge.

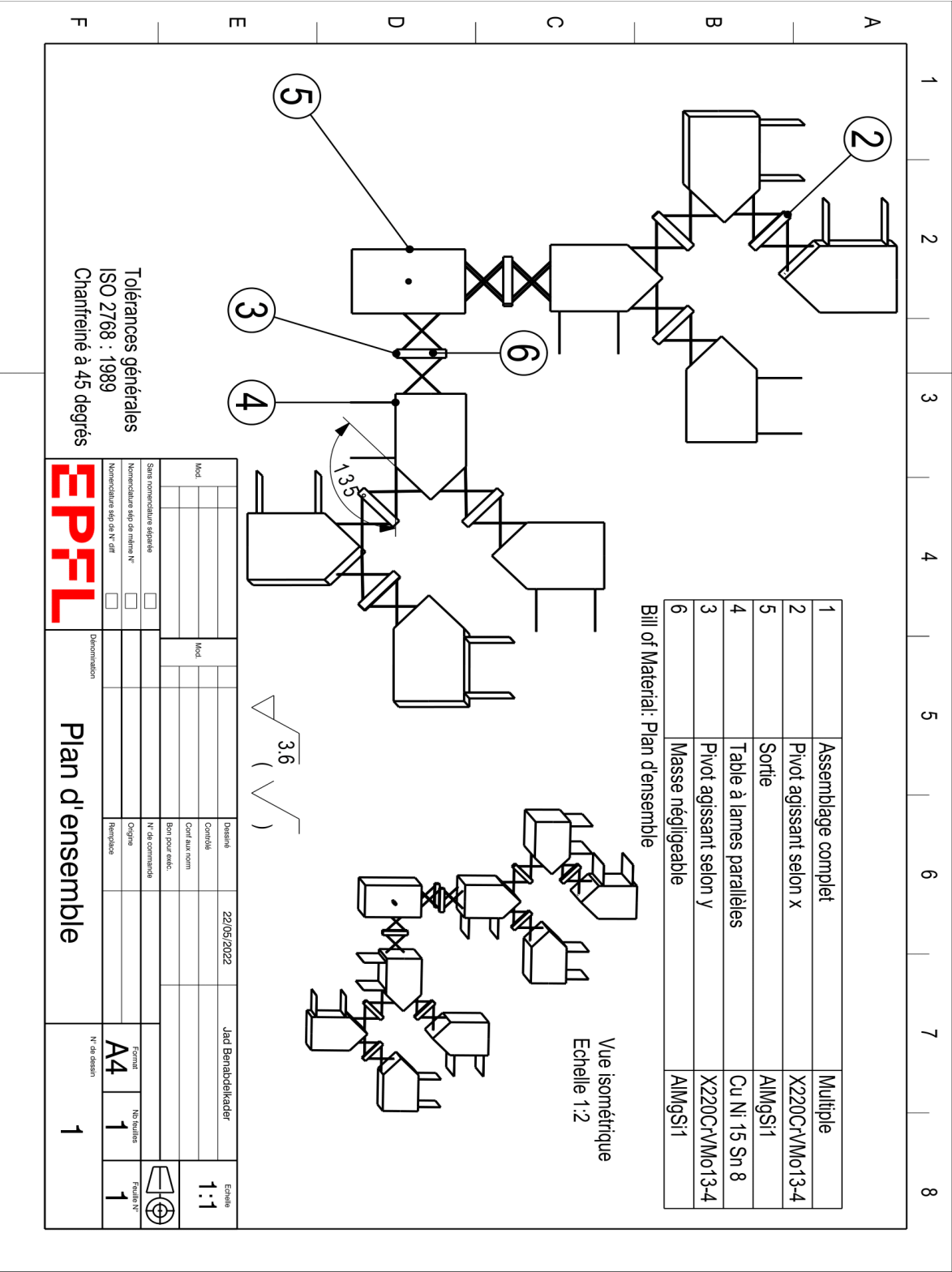
Suite de la comparaison	
Prix de fabrication inférieur à 7'000 CHF	Nous considérons uniquement le coût de fabrication des pièces et de temps de montages. Nous estimons que le temps nécessaire à l'usinage environ 50 heures et d'environ 7 heures pour l'assemblage. En supposant que le tarif horaire pour les deux activités est de 120 CHF par heure, nous estimons un prix total de 6'840 par mécanisme.

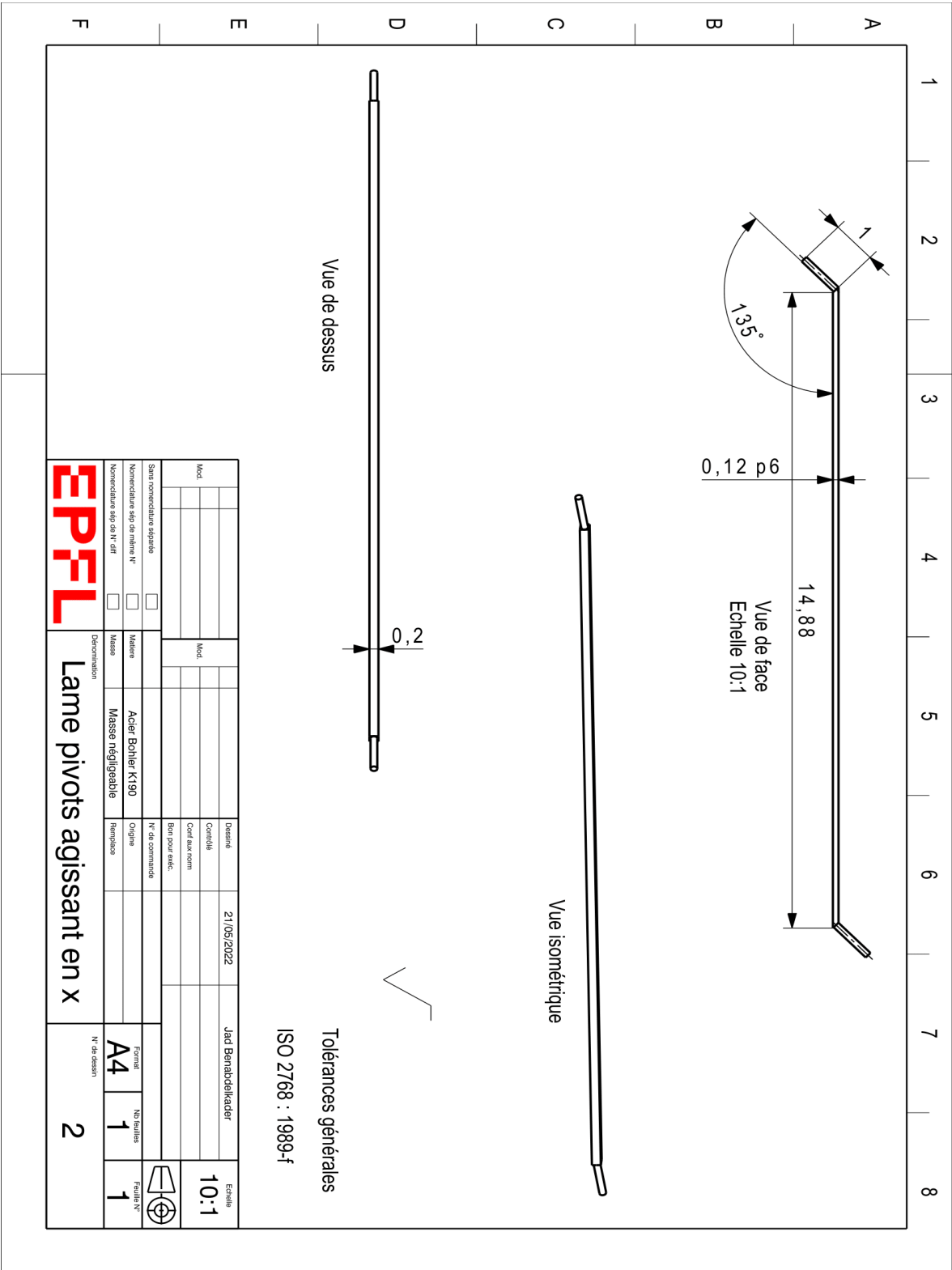
Pour conclure, notre pendulette répond à une grande partie du cahier des charges. En effet, l'encombrement n'a pas été respectée mais reste du moins convenable puisque l'utilisateur pourra toujours transporter sa pendulette. De plus notre mécanisme peut marcher 11 jours au lieu des 8 demandés.

Si nous disposions de plus de temps, nous pourrions repenser à l'encombrement du mécanisme et tenter de le rendre plus petit. Nous aimerions aussi essayer de rendre cette pendulette complètement utilisable comme horloge en ajoutant des aiguilles pour les minutes et les heures.

6 Annexes

Dans les pages qui suivent, nous présenterons en premier lieu le dessin d'ensemble de notre oscillateur accompagné de plusieurs dessins de détails de certaines pièces individuelles qui assurent le bon dimensionnement de notre mécanisme. Il est à noter que les tolérances générales ISO :2768 :1989-f sont de rigueur pour toutes les pièces de l'oscillateur qui sont présentées, à l'exception de quelques dimensions qui sont précisées sur les dessins de telle manière à obtenir un ajustement H7/p6. Nous avons choisi un tel ajustement afin de pouvoir garantir un assemblage serré entre les lames des différents pivots et les blocs dans lesquels elles viennent s'encastrent. Le choix des tolérances générales ISO :2768 :1989-f est lui dû à la grande précision, au niveau de toutes les dimensions, que nous souhaitons avoir lors de l'usinage.









25

