

BACCALAUREAT PROFESSIONNEL

Artisanat et Métier d'Art - Option Horlogerie
Session 2006

Durée : 4h Coefficient : 2,5

E1 : Epreuve scientifique et technique.

Sous-épreuve A1 : Analyse d'un système.

Sont autorisés les calculatrices, le matériel habituel du dessinateur.

Présentation du sujet :

- Un dossier technique : page 1/4 à 4/4.
- Un dossier ressources : page 1/8 à 8/8.
- Un dossier sujet : page 1/12 à 12/12.

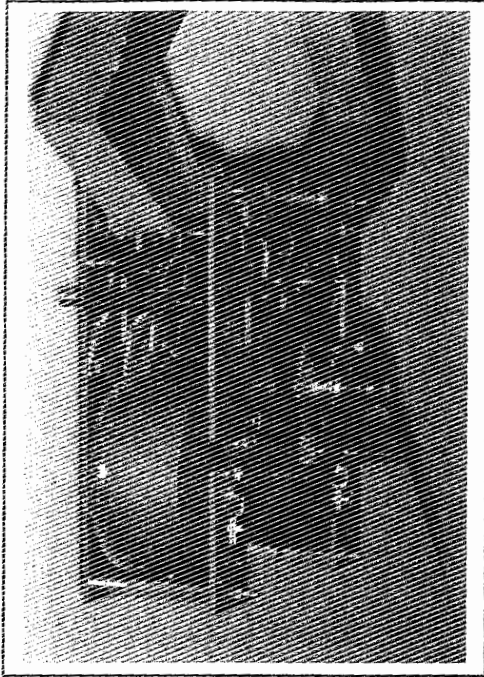
Barème :

Partie A sur	19 points
Partie B sur	25 points
Partie C sur	30 points
Partie D sur	26 points

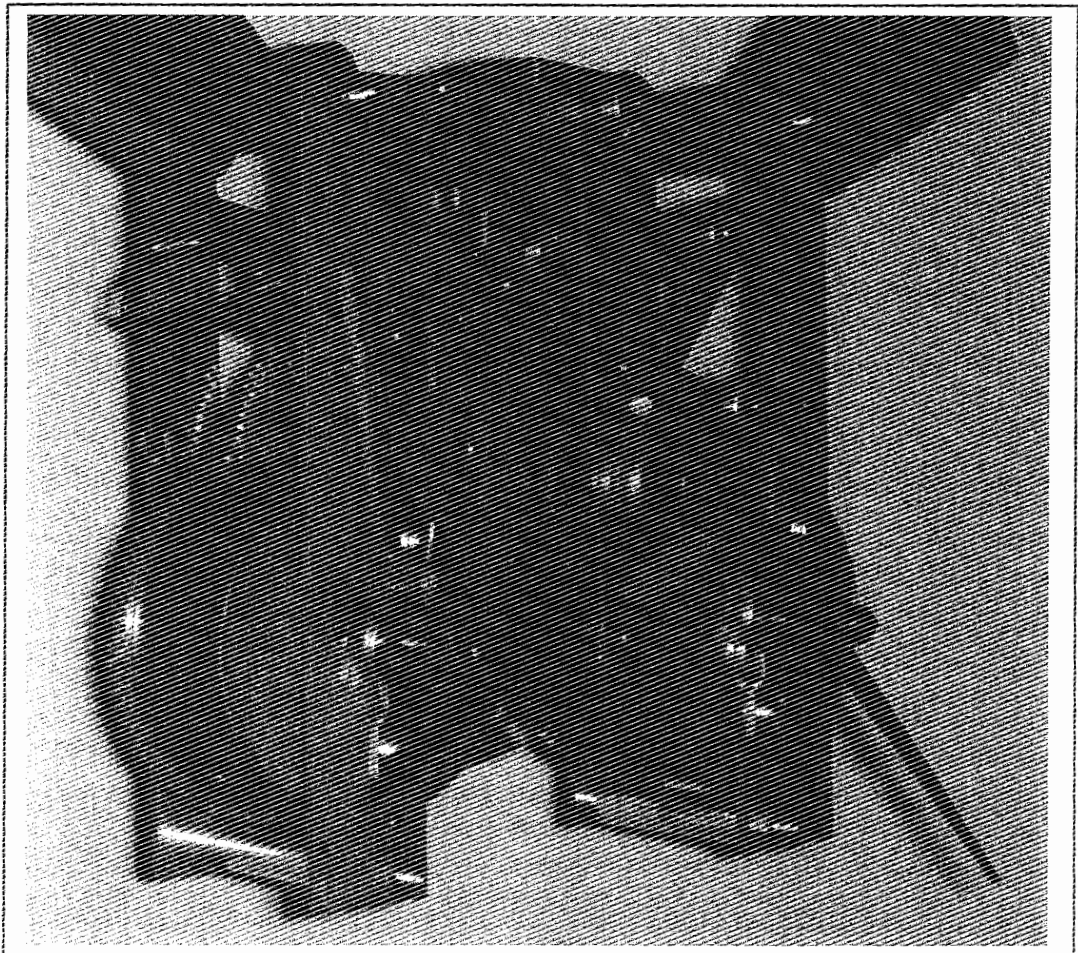
Total sur 100 points.

DOSSIER TECHNIQUE

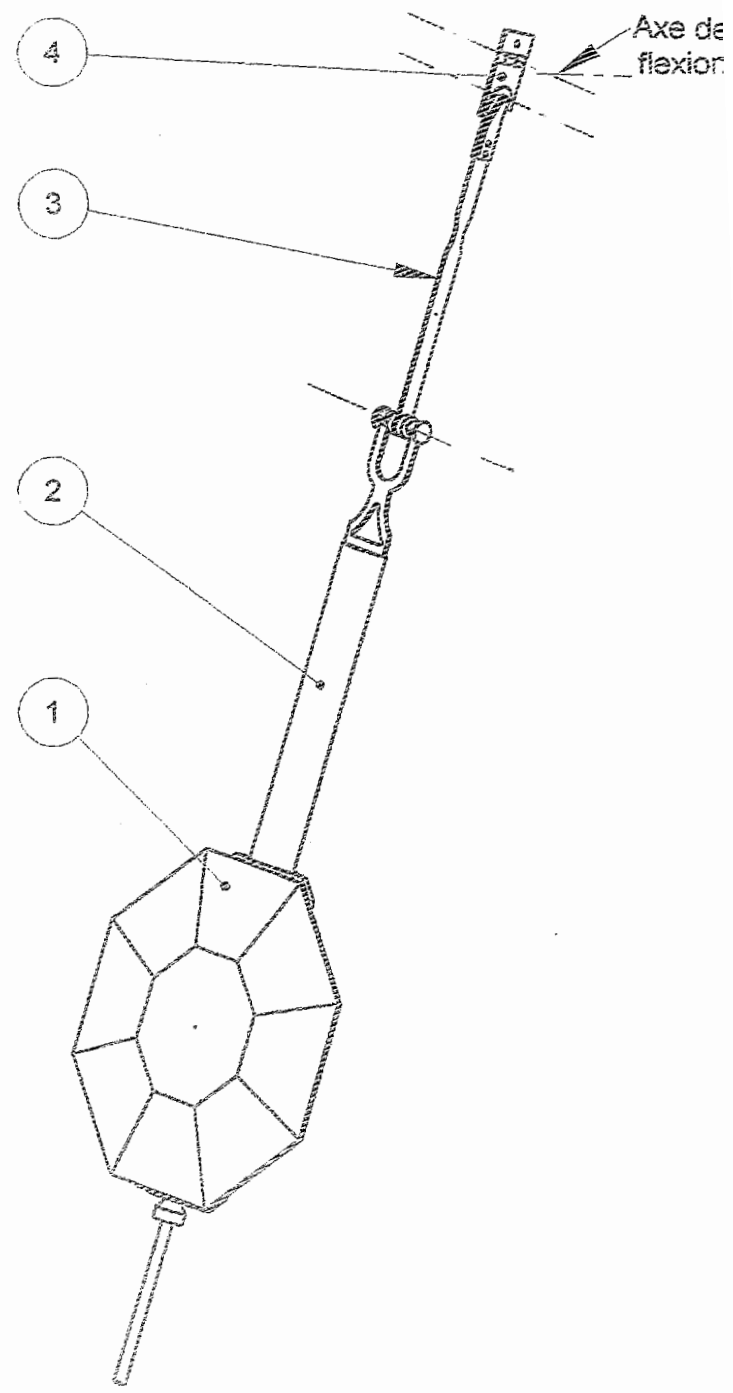
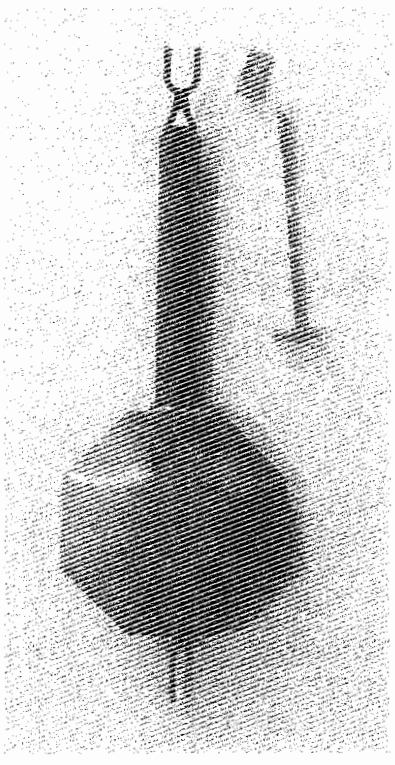
Présentation de la pendule



Le régulateur présenté, voir photos, est à balancier pendulaire. Les organes du mouvement sont montés entre deux platines de forme rectangulaire reliées par des piliers vissés sur les deux platines. Le mouvement comporte deux mécanismes à ressorts, l'un pour le décompte et l'indication de l'heure, l'autre assurant la fonction de sonnerie des heures et des $\frac{1}{2}$ heures.



Caractéristiques du nouveau balancier :

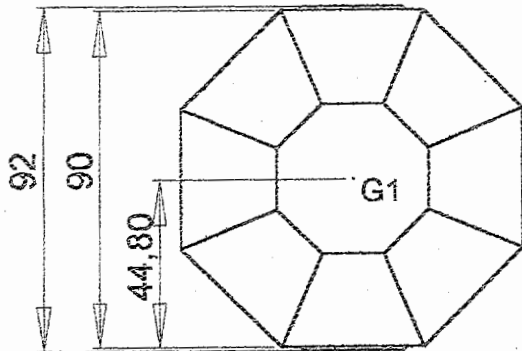


Rep	Nbre	Désignation
1	1	Tige de balancier
2	1	Lentille masse
3	1	Tige de suspension
4	1	Suspension

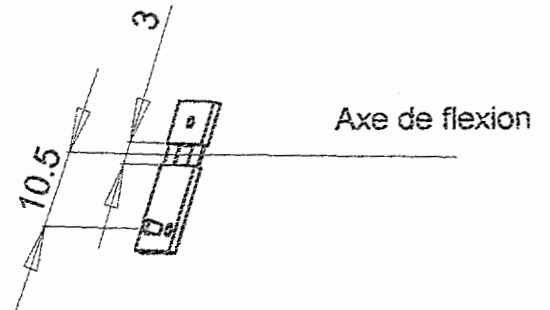
Edition d'éducation de SolidWorks
 Licences pour un usage éducatif uniquement

Définition des éléments du balancier

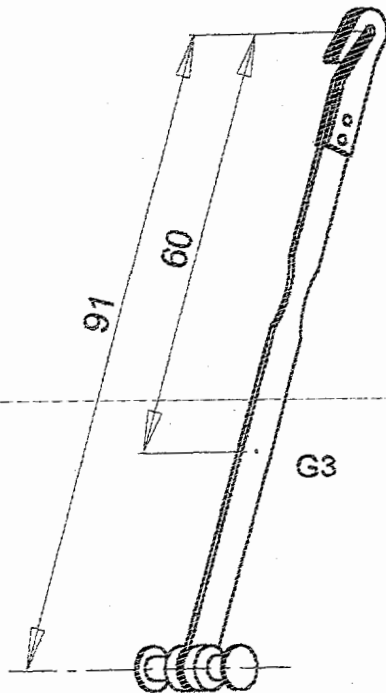
Lentille masse 1
masse = 111 g



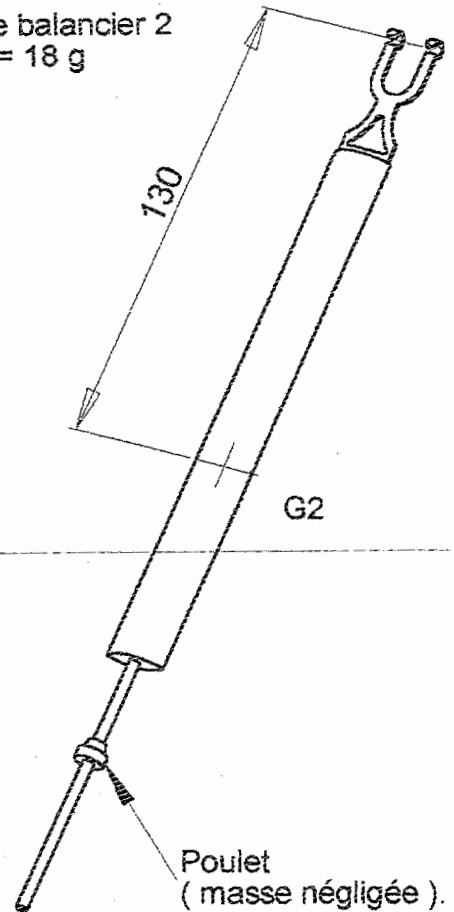
Suspension 4
masse = négligée



Tige de suspension 3
masse = 6 g



Tige de balancier 2
masse = 18 g



Edition d'éducation de SolidWorks
Licence pour un usage éducatif uniquement

DOSSIER RESSOURCES

Caractéristiques du mécanisme horaire :

Il est composé d'un organe moteur: d'un barillet à ressort, d'organes de transmission: couronne dentée du tambour, mobile de huitaine, mobile de centre, mobile de moyenne, mobile d'échappement, d'un organe de distribution: échappement à recul, d'un organe régulateur: pendulaire.

Caractéristiques des mobiles :

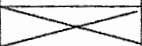
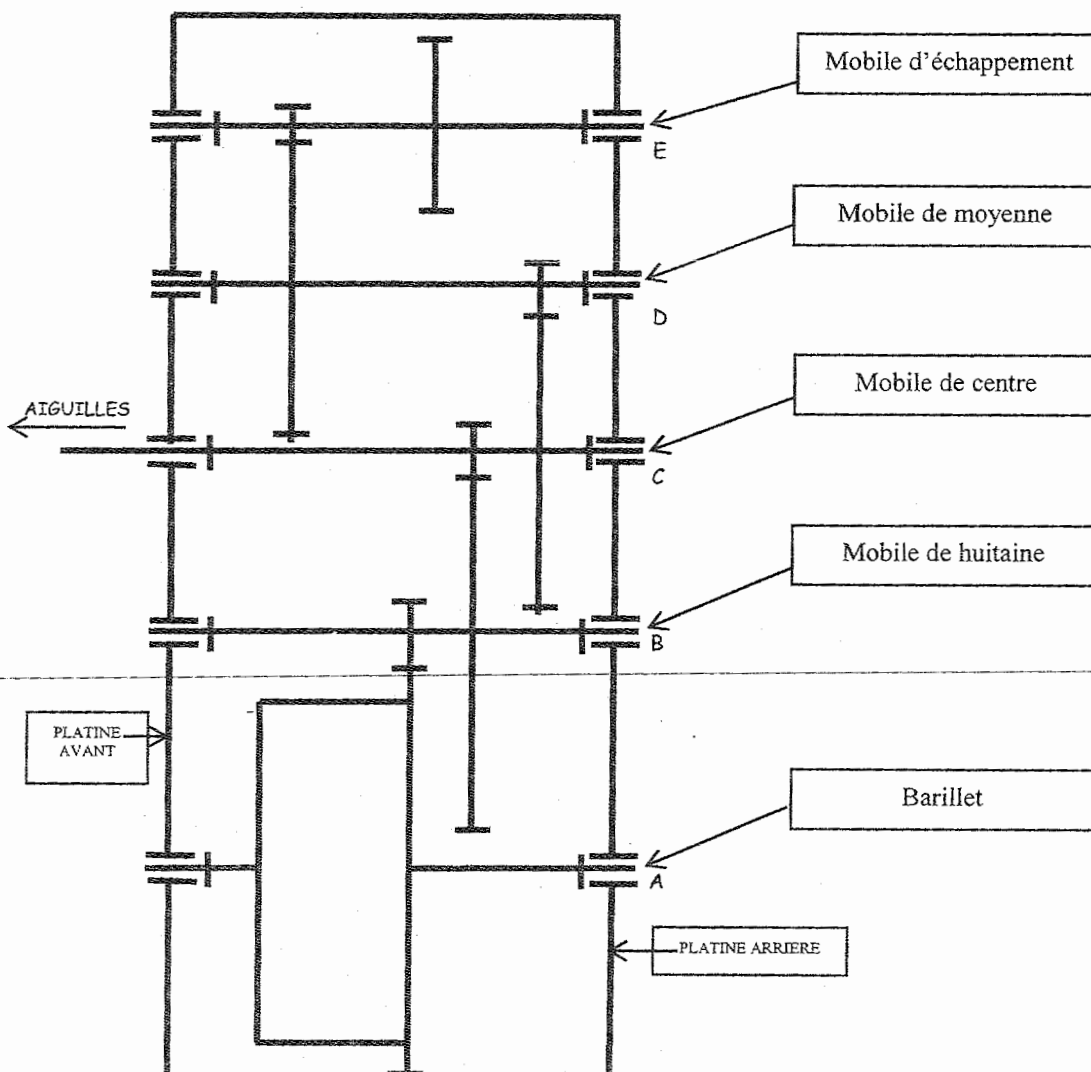
Mobile	Roue		Pignon	
	Dents	module	Dents	module
Barillet	80	0,65		
Huitaine	72		10	
De centre	70	0,44	10	0.55
De moyenne				
D'échappement	34		7	0,38

Schéma cinématique:



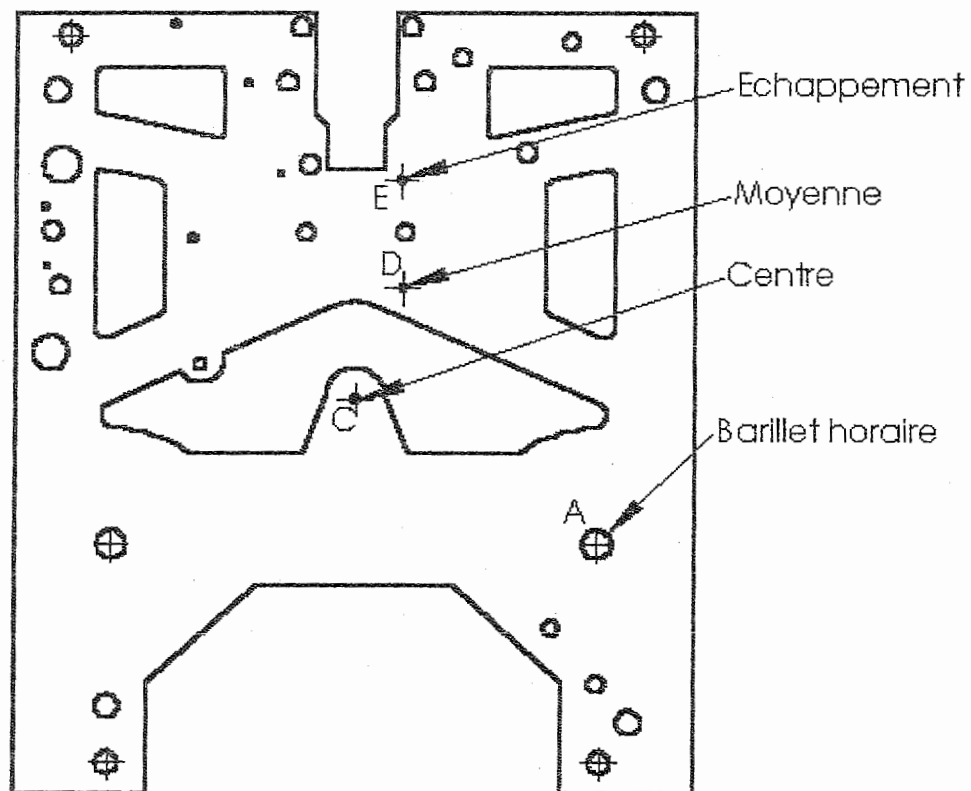
Les entraxes :

Dessin de la platine arrière coté rouage, après avoir rebouché l'alésage de huitaine pt B.

Les entraxes :

(C,D) = 16,94 mm

(D,E) = 15.39 mm



Principaux ajustements I.S.O. utilisés en horlogerie.

Types d'ajustements		Ajustements	Exemples d'applications
Ajustements avec jeu	libres	H9 e9	- piton / coq - pied de cadran / platine - plaque de contre pivot
		H8 e8	- guidage en translation pignon coulant - guidage en rotation minuterie, renvoi de minuterie, pignon de remontoir - carré arbre / rochet
	tournants	H8 ef8	- guidage en rotation : - arbre de barillet / pont, platine - ensemble barillet / arbre de barillet
		H7 ef7	- guidage en rotation : - arbre de barillet / pont, platine - ensemble barillet / arbre de barillet
		H6 ef6	- guidage en rotation des mobiles du rouage - galet flottant
		H5 ef6	- guidage en rotation des mobiles du rouage
		H5 ef5	- guidage en rotation du mobile d'échappement
		H5 f5	- guidage en rotation du mobile d'échappement
		H5 ef4	- guidage en rotation axe de balancier, ancre
	glissants	H5 fg4	- guidage en rotation axe de balancier, ancre
		H7 fg6	- centrage pied / pont
		H6 g5	- centrage pied / pont
	glissants juste	F6 h6	- centrage par goupilles
		H7 h6	- centrage pour rivetage (roue des mobiles, balancier)
	H6 h6	- centrage pour rivetage (roue des mobiles, balancier)	
Ajustements incertains		légèrement dur	H7 js7
	H6 j6		- chassage pierre olivée bombée du balancier
	H5 j6		- chassage pierre olivée bombée du balancier
	dur	H6 k5	- chassage :- pierres du rouage - aiguilles des heures et des minutes
		H5 k7	- chassage :- pierres du rouage - aiguilles des heures et des minutes
H7 k7	- chassage pierre du contre pivot		
P5 j6	- chassage pierre olivée bombée		
Ajustements avec serrage	bloqué	H5 p5	- chassage des roues, des pieds, des goupilles, de l'ancre
		P5 k6	- chassage des pierres du rouage, incabloc
		P6 k6	- chassage des pierres de centre, galets
		P6 k7	- chassage contre pivot
		S6 h6	- chassage des goupilles, des aiguilles
		R6 k6	- chassage des goupilles, des aiguilles

3.3 Profil des dentures

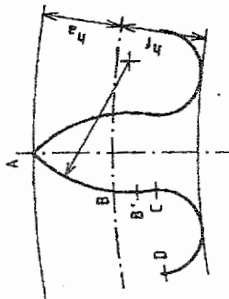
Le profil des dentures (figure 1) dérive des profils épicycloïdaux dans lesquels l'épicycloïde théorique de l'un des organes (roue ou pignon) est conjuguée avec l'hypocycloïde rectiligne de l'autre organe.

La valeur du rayon du cercle primitif de ce second organe est utilisée comme diamètre du cercle générateur (roulante) qui engendre les deux profils conjugués.

En pratique, le profil du flanc épicycloïdal appelé flanc de saillie est un arc de cercle proche du tracé théorique. Le diamètre de tête théorique de la roue a été diminué et la saillie de la dent réduite à la valeur $f_a m$, valeur fonction du nombre de dents de chacun des deux organes de l'engrenage.

Le flanc de creux comporte une partie curviligne BB' et une partie hypocycloïdale B'C rectiligne, radiale et tangente au flanc curviligne.

Le fond de l'entre-dents a un profil approximativement demi-circulaire.



Saillie : $h_a = f_a m$

Creux : $h_f = \frac{r_H m}{2}$

AB : flanc de saillie

BB' + B'C : flanc de creux

CD : fond de l'entre-dents

Figure 1 : Profil des dentures

3.4 Proportions nominales des éléments de l'engrenage

Les proportions nominales des éléments de l'engrenage sont données à l'article 4 pour les roues et à l'article 5 pour les pignons.

En ce qui concerne les roues, la saillie ef_a a pour valeur $f_a m$, (f_a facteur de correction, fonction du nombre de dents) et le creux ef_f a pour valeur $\frac{\pi m}{2}$ (facteur $\frac{\pi}{2}$ indépendant du nombre de dents).

3.5 Vide à fond de dents

Pour le pignon, le vide à fond de dents est fonction du nombre de dents de chacun des organes.

Pour la roue, le vide à fond de dents est fonction du nombre de dents du pignon :

- 0,71 m pour $z_1 = 6$ et 7 ;
- 0,90 m pour $z_1 = 8, 9$ et 10 ;
- 0,77 m pour z_1 compris entre 11 et 17.

1 Domaine d'application

Ce document a pour objet de caractériser des roues menantes et des pignons menés à denture cycloïdale des engrenages multiplicateurs pour l'horlogerie et la petite mécanique.

Ces caractéristiques s'appliquent aux couples d'engrenages multiplicateurs de vitesse dont le nombre de dents du pignon est compris entre 6 et 17.

Le cas particulier des engrenages barillet-centre fait l'objet de la norme NF S 80-541.

2 Références normatives

Ce document comporte par référence datée ou non datée des dispositions d'autres publications. Ces références normatives sont citées aux endroits appropriés dans le texte et les publications sont énumérées ci-après. Pour les références datées, les amendements ou révisions ultérieurs de l'une quelconque de ces publications ne s'appliquent à ce document que s'ils y ont été incorporés par amendement ou révision. Pour les références non datées, la dernière édition de la publication à laquelle il est fait référence s'applique.

NF S 80-541 Horlogerie — Engrenages à denture cycloïdale corrigée — Engrenages barillet-centre.

3 Caractéristiques générales

3.1 Symboles

m : module

h_a : saillie

f_a : facteur de saillie

z_1 : nombre de dents du pignon

z_2 : nombre de dents de la roue

3.2 Valeur de l'entraxe

$$a = m \frac{z_1 + z_2}{2}$$

4 Caractéristiques de la roue menante

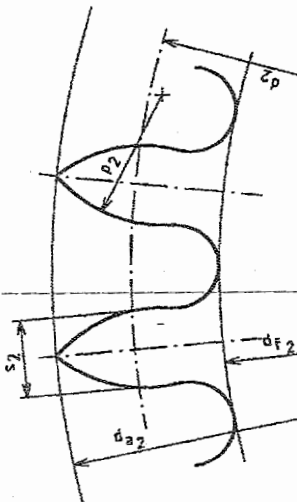


Figure 2 : Roue menante

4.1 Valeur du diamètre primitif

$$d_2 = m z_2$$

4.2 Valeur du diamètre de tête

$$d_{a,2} = m (z_2 + 2 f_d)$$

Le facteur $2 f_d$ est fonction du nombre de dents de chacun des mobiles. Sa valeur est donnée dans le tableau 1 ci-dessous :

Tableau 1 : Valeur du double facteur de saillie : $2 f_d$

z_1	Valeur															
6	17-20	21-28	29-42	43-60												
	$2 f_d$	2,62	2,66	2,68	2,64											
7	20-25	26-33	34-46	47-75	76-120											
	$2 f_d$	2,68	2,72	2,76	2,80	2,84										
8	22-25	26-32	33-41	42-58	59-93	94-139										
	$2 f_d$	2,80	2,84	2,88	2,92	2,96	3,00									
9	24-28	29-34	35-43	44-57	58-81	82-134										
	$2 f_d$	2,92	2,96	3,00	3,04	3,08	3,12									
10	27-32	33-38	39-47	48-61	62-89	90-133										
	$2 f_d$	3,04	3,08	3,12	3,16	3,20	3,24									
11	31-37	38-45	46-55	56-70	71-95	96-148										
	$2 f_d$	3,16	3,20	3,24	3,28	3,32	3,36									
12	33-37	38-43	44-52	53-64	65-81	82-111	112-162									
	$2 f_d$	3,24	3,28	3,32	3,36	3,40	3,44									
13	38-44	45-52	53-62	63-78	79-99	100-141	142-201									
	$2 f_d$	3,36	3,40	3,44	3,48	3,52	3,56	3,60								
14	40-46	47-53	54-62	63-76	77-95	96-125	126-176									
	$2 f_d$	3,44	3,48	3,52	3,56	3,60	3,64	3,68								
15	42-48	49-55	56-64	65-77	78-94	95-121	122-165									
	$2 f_d$	3,52	3,56	3,60	3,64	3,68	3,72	3,76								
16	46-50	51-57	58-67	68-80	81-97	98-121	122-162									
	$2 f_d$	3,60	3,64	3,68	3,72	3,76	3,80	3,84								

4.3 Valeur du diamètre de pied

$$d_{f,2} = m (z_2 - 3,14)$$

4.4 Valeur de l'épaisseur de la dent sur le cercle primitif

$$s_2 = 1,57 m$$

4.5 Valeur du rayon des arcs de cercle des profils de la saillie

$$p_2 = 1,5 f_d m$$

5 Caractéristiques du pignon mené

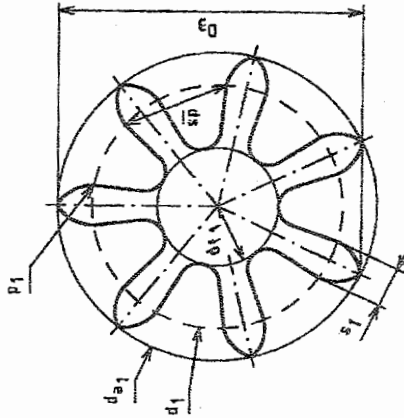


Figure 3 : Pignon mené

5.1 Vocabulaire et symboles

- d_f Diamètre primitif.
- $d_{a,1}$ Diamètre de tête.
- $d_{f,1}$ Diamètre de pied.
- s_1 Épaisseur sur le cercle primitif.
- \overline{sp} Cordo sous-tendant l'arc de cercle égal au pas.
- P_1 Rayon des arcs de cercle des profils de la saillie.
- D_3 Dimension sur trois dents utilisées pour le contrôle du diamètre de tête des pignons à nombre de dents impair.

Engrenages : Norme NF S 80-525. (3 / 3)

5.2 Valeurs calculées pour le module 1

Tableau 2

Dimensions en millimètres

z_1	a_1	d_{a1}	d_{f1}	r_1	f_1	D_3	s_p
6	6	7,72	2,56	1,06	1,08		3,00
7	7	8,72	3,36	1,06	1,08	6,29	3,04
8	8	9,34	4,20	1,06	0,70		3,06
9	9	10,34	5,08	1,06	0,70	10,03	3,08
10	10	11,34	5,98	1,06	0,70		3,09
11	11	12,80	6,84	1,26	0,84	12,34	3,10
12	12	13,80	7,72	1,26	0,84		3,11
13	13	14,80	8,60	1,26	0,84	14,39	3,11
14	14	15,60	9,52	1,26	0,84		3,12
15	15	16,60	10,44	1,26	0,84	16,42	3,12
16	16	17,60	11,36	1,26	0,84		3,12

Formulaire

$$L = \frac{\theta^2 \cdot g}{\pi^2}$$

$$\theta = \frac{3600}{Ah}$$

$$f = \frac{1}{T}$$

$$T = 2 \cdot \pi \cdot \sqrt{\frac{L}{g}}$$

$$Ah = \frac{Z_{\text{centre}} \times Z_{\text{moyenne}} \times Z_{\text{échappement}} \times 2}{z_{\text{moyenne}} \times z_{\text{échappement}}}$$

$$\frac{\Delta \text{jour}}{86400} = \frac{\Delta L}{2 \cdot L}$$

$$R = (-1)^n \times \frac{\text{produit des } Z \text{ des roues menantes}}{\text{produit des } Z \text{ des roues menées}}$$

$$R = \frac{Z_e}{Z_s} = \frac{D_e}{D_s} = \frac{w_s}{w_e} = \frac{n_s}{n_e}$$

Δjour = avance ou retard en s/j

L = longueur du pendule en m

Δ = variation de longueur en m

θ = demi-période en s

g = gravité : $9,81 \text{ m/s}^{-2}$

Ah = nombre d'alternance par heure

T = période (durée d'oscillation en s)

f = fréquence (nombre d'oscillation par s)

Z = nombre de dents de la roue

z = nombre de dents du pignon

R = Rapport d'engrenage

n = nombre d'engrènements extérieurs

e = Entrée

s = Sortie

n_e = Fréquence de rotation d'entrée

n_s = Fréquence de rotation de sortie

w_e = Vitesse angulaire d'entrée

w_s = Vitesse angulaire de sortie

D_e = Diamètre d'entrée

D_s = Diamètre de sortie

DOSSIER SUJET

SUJET

Mise en situation :

Le régulateur présenté dans le dossier technique est à réparer, il manque le balancier et le mobile de moyenne. L'alésage du pivot de huitaine sur la platine arrière est fortement endommagé et une dent de la roue de centre a été arrachée.

L'étude consiste à

Partie A : Rechercher la position du mobile de huitaine.

Partie B : Définir le mobile de moyenne manquant.

Partie C : Rechercher un nouveau balancier.

Partie D : Préparer un travail de vérification de l'épaisseur de la roue de centre et construire un gabarit de contrôle du profil de denture de la roue de centre avant replantage.

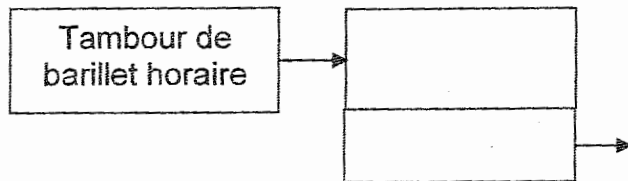
Les réponses sont à apporter sur les documents du dossier Sujet (page 3/12 à la page 12/12).

Les ressources disponibles le sont dans le dossier Ressource (page 1/8 à la page 8/8) .

Partie A : Recherche de la position du mobile de huitaine.

1) Etude cinématique de la partie horaire du mouvement. :

A l'aide du document ressource page 2/8 , et du dossier technique, **construire** la chaîne cinématique du barillet jusqu'aux aiguilles et à l'ancre.



2) A l'aide des documents ressource page 2/8 et 3/8 , **calculer** l'entraxe (A, B) :
(vous ferez apparaître les calculs permettant les déterminations)

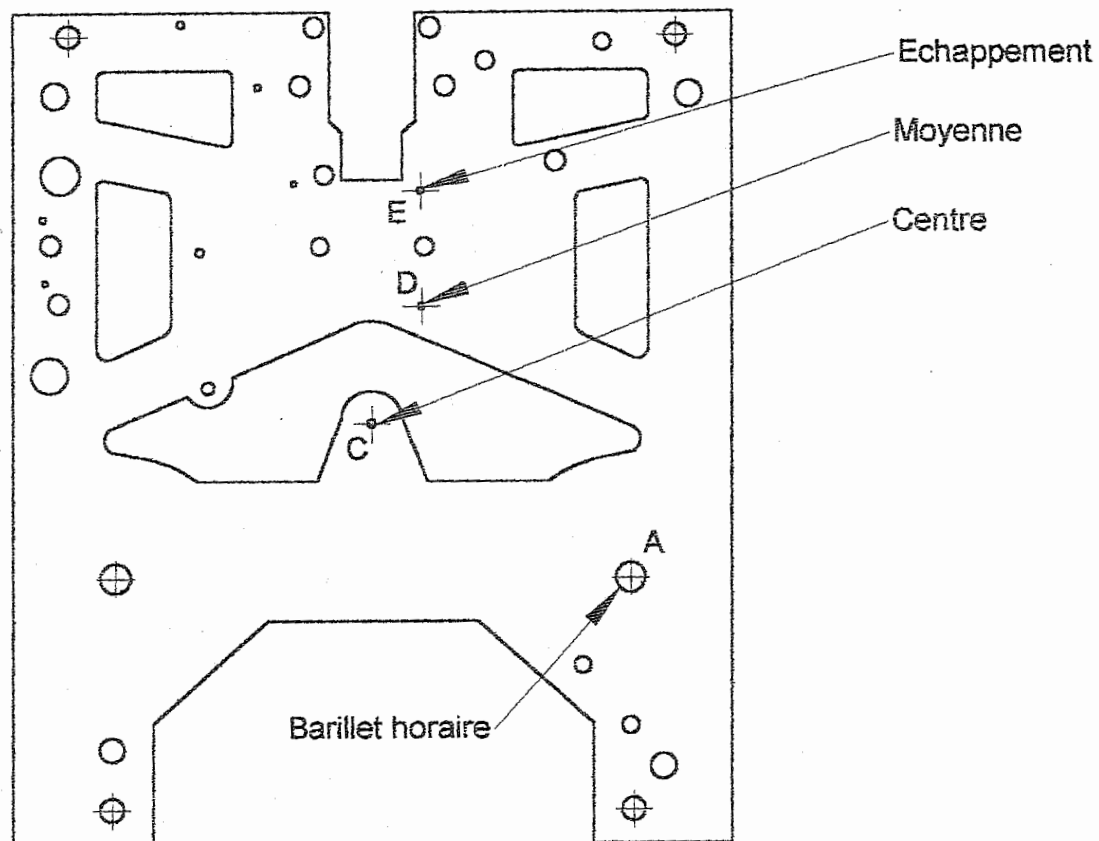
(A,B) =

3) A l'aide des documents ressource page 2/8 et 3/8 , **calculer** l'entraxe (B, C).
(vous ferez apparaître les calculs permettant les déterminations)

(B,C) =

4) Tracer sur le dessin de la platine arrière le pt B.

Platine arrière Ech = 1:1
Coté rouage



Partie B : Définition du mobile de moyenne manquant.

A l'aide des documents ressources 2 /8 et 3/8, puis à partir de la norme NF S 80-525 disponible dans le dossier ressources pages 5/8 , 6/8 et 7/8 :

5) Calculer le nombre de dents : Z_m , les diamètres : d , d_a et d_f du pignon de moyenne.
(vous ferez apparaître les calculs permettant les déterminations)

$Z_m = \dots\dots\dots$ $d = \dots\dots\dots$ $d_a = \dots\dots\dots$ $d_f = \dots\dots\dots$
--

6) Calculer le nombre de dents : Z_M , les diamètres : d , d_a et d_f de la roue de moyenne.
(vous ferez apparaître les calculs permettant les déterminations)

$Z_M = \dots\dots\dots$ $d = \dots\dots\dots$ $d_a = \dots\dots\dots$ $d_f = \dots\dots\dots$
--

A partir des résultats précédents, des indications suivantes et du document ressource page 5/8, compléter le dessin de la page 6 sur 12. (dossier sujet)

7) Représenter graphiquement, aux instruments, à l'échelle 5 :1 , le mobile de moyenne manquant :

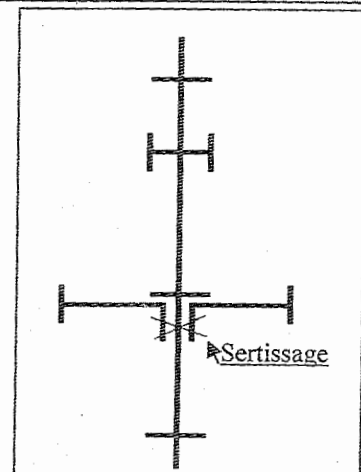
Epaisseur de la roue = 1 mm

Epaisseur du pignon = 5 mm.

Jeu axial = 0,2 mm

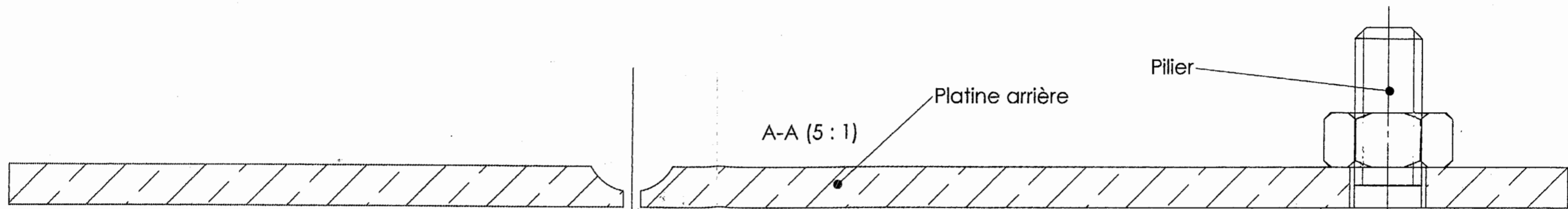
Faire apparaître l'assemblage de la roue sur l'axe suivant le schéma technologique ci-contre.

Schéma technologique du mobile de moyenne



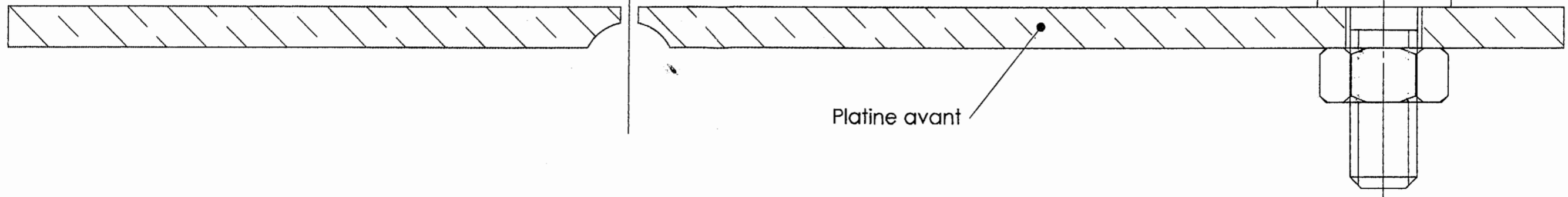
8) Tracer la chaîne de cotes relative au jeu axial.

9) A l'aide du document ressource 4/8, Coter les ajustements platine / pivot et pignon /roue.



Plan milieu du pignon

Plan milieu de la roue



10) Déterminer l'autonomie de ce régulateur pour un remontage de 4 tours de l'arbre de barillet.

Partie C : Recherche d'un nouveau balancier.

A partir des documents ressource pages 2/8 et 8/8 ,

11) Calculer le nombre d'alternances par heure Ah.
(vous ferez apparaître les calculs permettant la détermination)

$Ah = \dots\dots\dots$

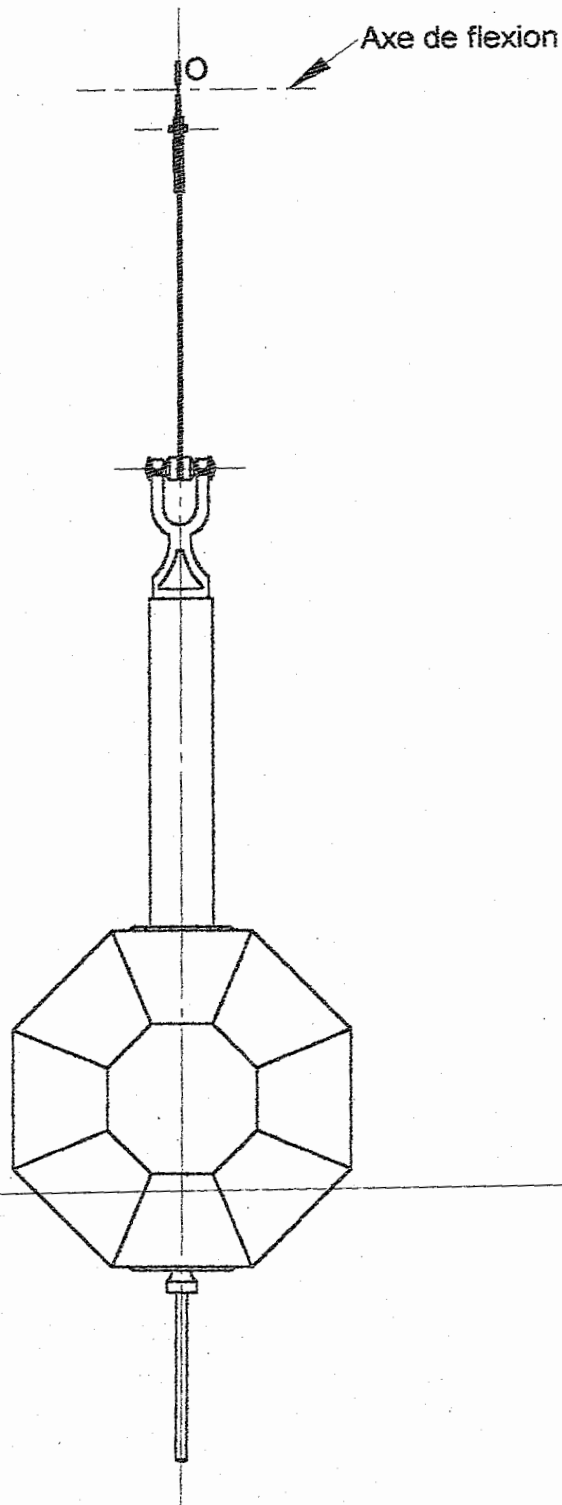
12) Calculer la longueur du balancier L.
(vous ferez apparaître les calculs permettant la détermination)

$L = \dots\dots\dots$

13) Définir avec précision à quoi correspond cette longueur L.

A partir de ces informations nous **pouvons commander** un nouveau balancier
(voir dossier technique.)

14) A l'aide du dossier technique, sur le dessin ci-dessous à l'échelle = $\frac{1}{2}$.
Positionner les centres de gravité G2 et G3 et les coter par rapport à l'axe de flexion.



En utilisant la longueur L précédemment calculée ($L=OG$, G étant le centre de gravité du balancier) question 12 et le dossier technique :

15-a) détermination de la position du centre de gravité G1 de la lentille 1.
(vous ferez apparaître les calculs permettant les déterminations)

<p><u>1. déterminer la masse totale du balancier notée Mt :</u></p> <p style="text-align: right;">Mt =</p> <p><u>2. déterminer OG1 :</u></p> <p style="text-align: right;">OG1 =</p>
--

15-b) Reporter ce point G1 sur le dessin page 8 sur 12 et dimensionner sa position par rapport à l'axe de flexion.

Après réglage et installation dans la boîte, la lentille du balancier se trouve décalée de 10mm trop haut par rapport au guichet qui laisse apparaître le balancier.

16) Citer avec précision une solution pour recentrer la lentille sans modifier le nombre d'alternances par heure.

Partie D : pré étude de vérification de l'épaisseur de la roue de centre et construction d' un gabarit de contrôle du profil de denture de la roue de centre avant replantage.

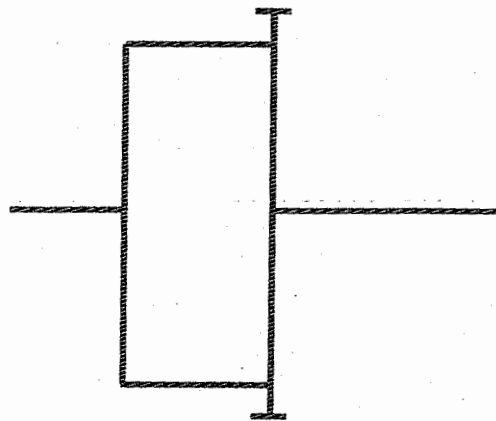
Dans le cadre d'une pré étude de vérification en résistance des matériaux (vérification en flexion que vous ne traiterez pas), la connaissance du moment transmis au mobile de centre est une nécessité.

Par expérimentation on estime le moment moteur maximum du barillet horaire à 6 N.m.

Détermination du moment transmis au mobile de centre

A partir du document ressource page 2/8,

17. **Compléter** le schéma cinématique minimum du barillet au mobile de centre ci-dessous ;
18. **Ecrire** sur ce schéma les nombres de dents des engrenages et le moment moteur maximum du barillet horaire de 6 N.m noté C_e .



19 . **Calculer** le rapport de réduction $r = \omega_s / \omega_e$ avec ω_s : fréquence de rotation du mobile de centre et ω_e : fréquence de rotation du barillet.

(vous ferez apparaître les calculs permettant la détermination)

$r = \omega_s / \omega_e = \dots\dots\dots$

20 . **Calculer** le moment transmis au mobile de centre nommé C_s , en considérant un rendement par engrenement de : $\eta = 0.9$.

(vous ferez apparaître les calculs permettant la détermination)

$C_s = \dots\dots\dots$

Afin de contrôler le profil de la dent après replantage à l'aide d'un projecteur de profil, on a besoin d'un dessin à l'échelle 10 : 1 de trois dents de la roue de centre.

21) Sur le page 12 sur 12, exécuter graphiquement, aux instruments, trois dents de la roue de centre en respectant la norme NF S 80-525 disponible dans le dossier ressource (pages 5/8 ,6/8 et 7/8)

on donne pour la roue de centre les caractéristiques suivantes :

$m=0,44$; $Z=70$; $d=30,8$, $df=29,42$

Il vous faudra déterminer les caractéristiques manquantes de la roue , en l'occurrence Déterminer P_a , p et s , que vous ferez apparaître sur le dessin sous la forme de dimensionnement du profile de denture ; le fond des dents est un fond plat.

Vue partielle de
la roue de centre
à compléter

