

BREVET DE TECHNICIEN SUPÉRIEUR

MOTEURS À COMBUSTION INTERNE

SESSION 2016

E4 - ÉTUDE DES CONSTRUCTIONS

Durée : 6 heures - Coefficient : 4

Documents et matériels autorisés :

- Guide du dessinateur (ou documents équivalents)
- Matériel du dessinateur (té, équerre, compas, ...)

Moyens de calculs autorisés :

Matériel autorisé

Une calculatrice de poche à fonctionnement autonome, sans imprimante et sans moyen de transmission, à l'exclusion de tout autre élément matériel ou documentaire (Circulaire n°99-186 du 16 novembre 1999 ; BOEN n°42).

Dès que le sujet vous est remis, assurez-vous qu'il soit complet.
Le sujet comporte 32 pages numérotées de la façon suivante :

- Page de garde : page 1
- Dossier d'étude : pages 2 à 17
- Dossier technique : pages 18 à 26
- Dossier des documents réponse : pages 27 à 32

Les candidats rédigeront les réponses aux questions posées sur feuilles de copie ou, lorsque cela est indiqué sur le sujet, sur les documents réponse prévus à cet effet.

Tous les documents réponse sont à remettre en un seul exemplaire en fin d'épreuve.

CODE ÉPREUVE : 1606MOEDC		EXAMEN BREVET DE TECHNICIEN SUPÉRIEUR		SPÉCIALITÉ : MOTEURS À COMBUSTION INTERNE	
SESSION 2016	SUJET	ÉPREUVE : E4 – ÉTUDE DES CONSTRUCTIONS			
Durée : 6 h	Coefficient : 4	SUJET N°07ED15		Page 1/32	

DOSSIER D'ÉTUDE

Ce dossier comporte 6 PARTIES.

Temps conseillé pour chacune des parties:

Lecture du sujet : 0h30

1^{ère} PARTIE : Mise en évidence du 1^{er} phénomène vibratoire à simuler :
acyclisme \Rightarrow vibrations torsionnelles 1h00

2^{ème} PARTIE : Mise en évidence du 2^{ème} phénomène vibratoire à simuler : vibrations
axiales du volant moteur..... 1h00

3^{ème} PARTIE : Validation de la solution constructive permettant de générer
l'acyclisme..... 0h45

4^{ème} PARTIE : Dissociation des phénomènes vibratoires..... 0h45

5^{ème} PARTIE : Validation de la solution constructive permettant de simuler la
vibration axiale du vilebrequin par flexion de l'arbre de sortie..... 0h45

6^{ème} PARTIE : Étude du guidage en rotation de l'arbre de sortie..... 1h15

BANC D'ESSAI EMBRAYAGE

→ Mise en situation

L'objectif de cette étude porte sur la conception d'un banc d'essai d'embrayage permettant de simuler les phénomènes vibratoires ressentis par le conducteur d'un véhicule au niveau de la pédale d'embrayage et au niveau sonore dans l'habitacle. Les vibrations ressenties par le conducteur au niveau de la pédale dépendent de la conception de l'ensemble volant moteur – embrayage.

De façon à pouvoir étudier ces vibrations en phase de développement des embrayages (par l'utilisation de différents capteurs et d'appareils de mesure), un banc d'essai s'avère l'outil idéal dans un laboratoire d'essai.

Ce type de banc a notamment permis de valider de nouveaux mécanismes d'embrayage et de volant moteur, notamment les volants bi-masse permettant de mieux encaisser les vibrations.

En sortie de vilebrequin, les vibrations sont de 2 types :

A°) Vibrations torsionnelles dues à l'acyclisme du moteur

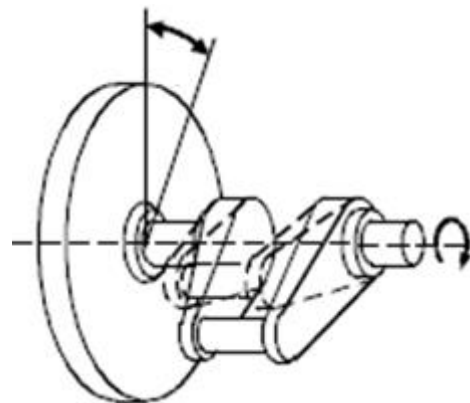
B°) Vibrations axiales du volant moteur dues à la flexion du vilebrequin

A°) ACYCLISME DU MOTEUR

L'acyclisme du moteur génère des vibrations torsionnelles.

Ces vibrations torsionnelles sont dues aux variations de couple instantané générées par le travail moteur alterné produit par la détente de chacun des pistons.

Cf document technique DT3.

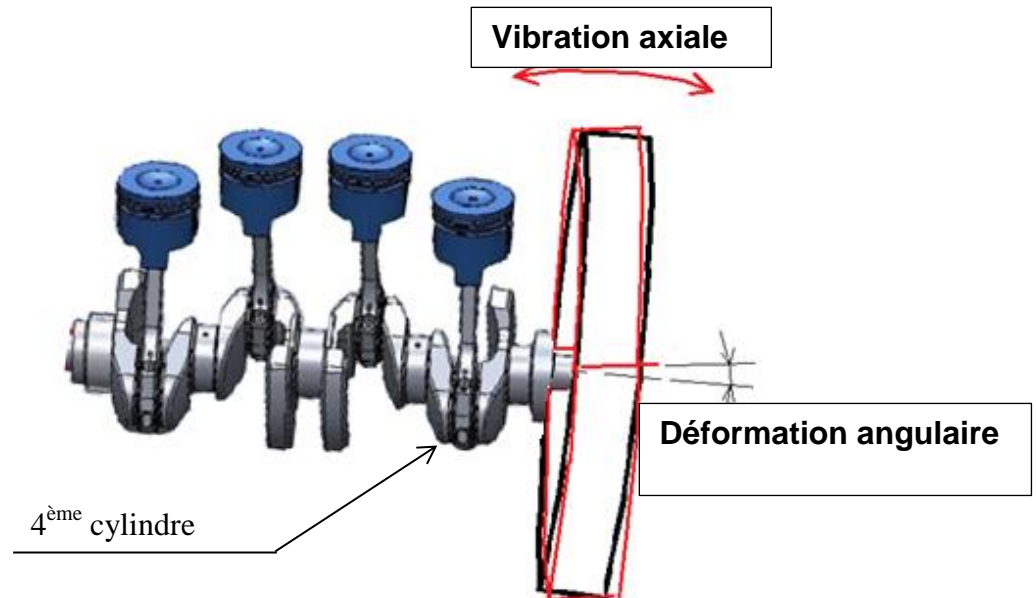


B°) VIBRATIONS AXIALES DU VOLANT MOTEUR DUES À LA FLEXION DU VILEBREQUIN

Ces vibrations axiales au niveau du volant moteur sont dues principalement à la flexion du vilebrequin, générée principalement par la combustion dans le 4^{ème} cylindre (au plus proche du volant moteur).

Elles se produisent une fois par cycle.

La déformation angulaire du vilebrequin a pour conséquences des vibrations axiales du volant moteur.



→ Principe de fonctionnement du banc de simulation (Cf DT1)

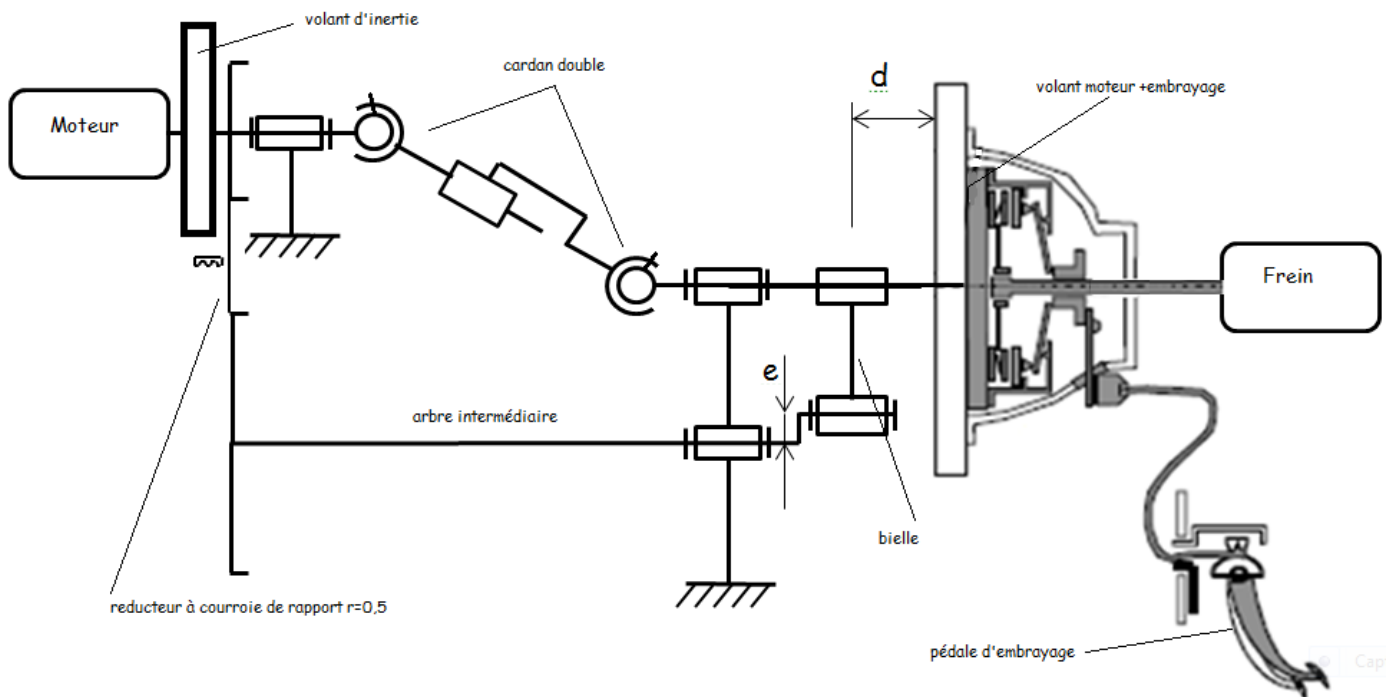
Le banc objet de l'étude doit permettre de différencier l'étude des vibrations axiales et des vibrations torsionnelles.

Ce banc est constitué de :

- En entrée : Un moteur électrique dont le rotor est équipé d'un volant d'inertie pour avoir une source d'énergie régulière et dépourvue de vibration
- En sortie : L'ensemble volant moteur/embrayage lui-même en liaison avec un frein simulant le couple résistant à l'avancement du véhicule

Les vibrations torsionnelles seront simulées par une transmission par cardan double, les vibrations axiales étant, elles, simulées **tous les deux tours moteur** par une bielle actionnée par un excentrique de l'arbre intermédiaire agissant sur l'arbre volant moteur.

→ **Schéma cinématique de la structure du banc**



Cf également DT1

→ **Objectif des études qui vont suivre**

Valider les solutions constructives du banc pour simuler les vibrations générées par le moteur K9K Renault 1,5l DCI

$C_{max} = 240 \text{ N.m}$ à 2000tr/min

$P_{max} = 81 \text{ KW}$ à 4000 tr/min

Alésage x course : 76 x 80,5 mm

Longueur bielle : $L = 132 \text{ mm}$

$P_{mi \text{ max}}$ de 160 bars à 7° après le PMH

1^{ère} PARTIE : MISE EN ÉVIDENCE DU 1^{er} PHÉNOMÈNE VIBRATOIRE À SIMULER : ACYCLISME ⇒ VIBRATIONS TORSIONNELLES

Matière d'œuvre : Documents DR1, DT1, DT3

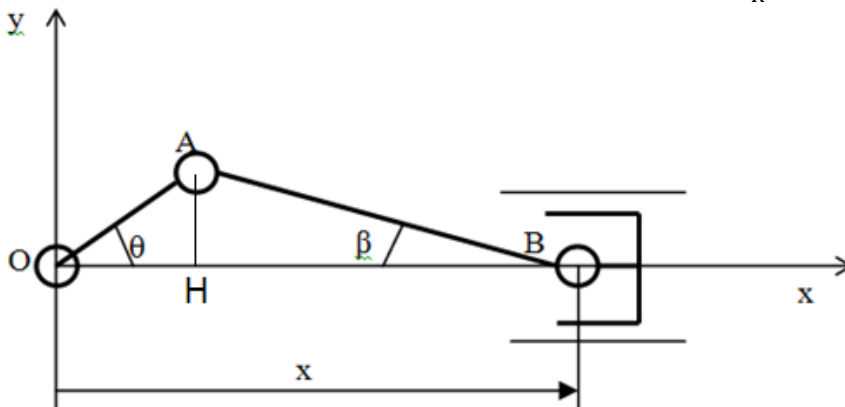
Domaine étudié : Système bielle manivelle

Objectifs : Détermination de l'évolution des positions, vitesses et accélération d'un piston et donc des effets dynamiques générant l'acyclisme

ÉTUDE DES EFFETS DYNAMIQUES LIÉS AU PHÉNOMÈNE D'ACYCLISME :

1-1- Détermination de la loi entrée sortie du système bielle manivelle

On donne $OA=R= 40,25 \text{ mm}$; $AB=L=132 \text{ mm}$; $\lambda = \frac{L}{R} = 3,28$; $N=2000 \text{ tr/min}$



Soit x_B , l'abscisse x du point B.

1-1-1- Exprimer x_B en fonction de R , L , $\cos\beta$ et $\cos\theta$.

1-1-2- À partir de l'expression de AH , exprimer l'angle β en fonction de l'angle θ et de λ .

1-1-3- En tenant compte de la question précédente et sachant que $\cos^2\beta + \sin^2\beta = 1$, en déduire l'expression de x_B en fonction de R , λ , et $\cos\theta$ et $\sin^2\theta$.

Après simplifications, on suppose que votre expression est équivalente à celle-ci :

$$x_B = R\cos\theta + L - \frac{R}{4\lambda} + \frac{R}{4\lambda}\cos 2\theta$$

1-1-4- À partir de cette expression, déterminer l'expression de la vitesse V_B du piston en fonction de l'angle du vilebrequin θ .

Rappels : $V_B = \frac{dx_B}{dt}$ et $\theta = \omega t$ avec ω la vitesse angulaire du vilebrequin en rad/s.

1-2- Détermination des vitesses et accélération maxi

Les courbes du document réponse DR1 représentent les courbes du déplacement, de la vitesse et de l'accélération du piston.

On se propose donc de déterminer et d'indiquer clairement l'échelle des différents axes pour une fréquence de rotation de $N= 2000$ tr/min.

1-2-1- Calculer l'échelle des temps et graduer l'axe correspondant.

1-2-2- Déterminer, par dérivation graphique, la vitesse maximale du piston et graduer l'axe de la courbe de vitesse correspondant. À quel angle vilebrequin a-t-on cette vitesse maximum ?

1-2-3- Déterminer, par dérivation graphique, l'accélération maximale du piston et graduer l'axe de la courbe d'accélération correspondant.

1-2-4- Comparer la vitesse V_{max} trouvée à la question **1-2-2** avec la valeur donnée par l'équation de la question **1-1-4-**

1-2-5- La cinématique de l'embiellage génère donc des effets dynamiques engendrant de l'acyclisme moteur. Le document technique DT3 permet de voir l'évolution des couple moteur et vitesse moteur sur un tour vilebrequin à pleine charge.

Déterminer le pourcentage d'acyclisme, l'acyclisme étant défini par le rapport entre la variation de vitesse et la vitesse moyenne.

2^{ème} PARTIE : MISE EN ÉVIDENCE DU 2^{ème} PHÉNOMÈNE VIBRATOIRE À SIMULER : VIBRATIONS AXIALES DU VOLANT MOTEUR

Matière d'œuvre : Document DR2

Domaine étudié : Système bielle manivelle

Objectifs : Détermination de l'action mécanique bielle/vilebrequin ainsi que du couple moteur instantané

ÉTUDE DU PHÉNOMÈNE GÉNÉRANT LA FLEXION DU VILEBREQUIN, LIÉE AUX VIBRATIONS AXIALES DU VOLANT MOTEUR :

Au voisinage du PMH, cette flexion est générée par l'effort de pression des gaz sur le piston (notée $\overrightarrow{F_{g/p}}$). **La pression maxi** dans le cylindre du moteur K9K est de **160 bars** à un angle vilebrequin d'environ $\theta=7^\circ$. On souhaite faire l'étude dynamique du piston au voisinage du PMH pour cet angle vilebrequin de 7° .

Hypothèses :

- R(A, \vec{x} , \vec{y} , \vec{z}) repère lié au cylindre
- AB=R= 40,25 mm, BC=L=132mm
- La masse du piston est de $m_p=619$ g
- Le diamètre du piston est de $d=76$ mm
- Problème plan
- Le point C est le centre d'inertie du piston
- L'accélération du piston dans cette position est : $\gamma_p = -2260$ m/s² (composante sur l'axe y)
- L'angle vilebrequin θ de 7° correspond à un angle entre le cylindre et la bielle $\beta=2,1^\circ$
- La masse et l'inertie de la bielle sont négligées donc les effets dynamiques aussi
- Le poids propre des différents éléments est négligé face aux autres actions mécaniques.
- La liaison cylindre/piston est une liaison linéaire annulaire réelle de centre C (coefficient de frottement $f=0,1$). Son torseur d'action est donné au point C par :

$$\{T_{\text{cylindre/piston}}\} = {}_C \left\{ \begin{array}{c} \overrightarrow{F_{c/p}} \\ \vec{0} \end{array} \right\} = {}_C \left\{ \begin{array}{c} X_{cp} \\ -f X_{cp} \\ 0 \end{array} \middle| \begin{array}{c} 0 \\ 0 \\ 0 \end{array} \right\}$$

2-1- On néglige les effets dynamiques sur la bielle. Après avoir fait le Bilan des Actions Mécaniques sur celle-ci, et étudié son équilibre, déterminer la direction des actions mécaniques du vilebrequin sur la bielle $\overrightarrow{F_{v/b}}$ et du piston sur la bielle $\overrightarrow{F_{p/b}}$.

2-2- Faire le Bilan des Actions Mécaniques Extérieures sur le piston sous forme de torseurs.

2-3- Écrire en C le torseur dynamique du piston par rapport au repère $R(A, \vec{x}, \vec{y}, \vec{z})$.

2-4- Après avoir appliqué le principe fondamental de la dynamique et plus précisément le théorème de la résultante dynamique sur le piston isolé, déterminer les composantes en X_{bp} et en Y_{bp} de la force $\overrightarrow{F_{b/p}}$. En déduire la norme de l'action de la bielle sur le piston : $\|\overrightarrow{F_{b/p}}\|$.

On prendra pour la suite : $\|\overrightarrow{F_{b/p}}\| = 70000 \text{ N}$

2-5- En déduire l'action de la bielle sur le vilebrequin. Représenter son allure sur la figure du document DR2.

2-6- On souhaite déterminer graphiquement la valeur du couple instantané du à ce 4^{ème} cylindre :

- tracer sur DR2 le bras de levier au point A de l'action de la bielle sur le vilebrequin $\overrightarrow{F_{b/v}}$

- calculer le couple instantané.

3^{ème} PARTIE : VALIDATION DE LA SOLUTION CONSTRUCTIVE PERMETTANT DE GÉNÉRER L'ACYCLISME

Matière d'œuvre : Documents DT1, DT2, DT4

Domaine étudié : Banc d'essai

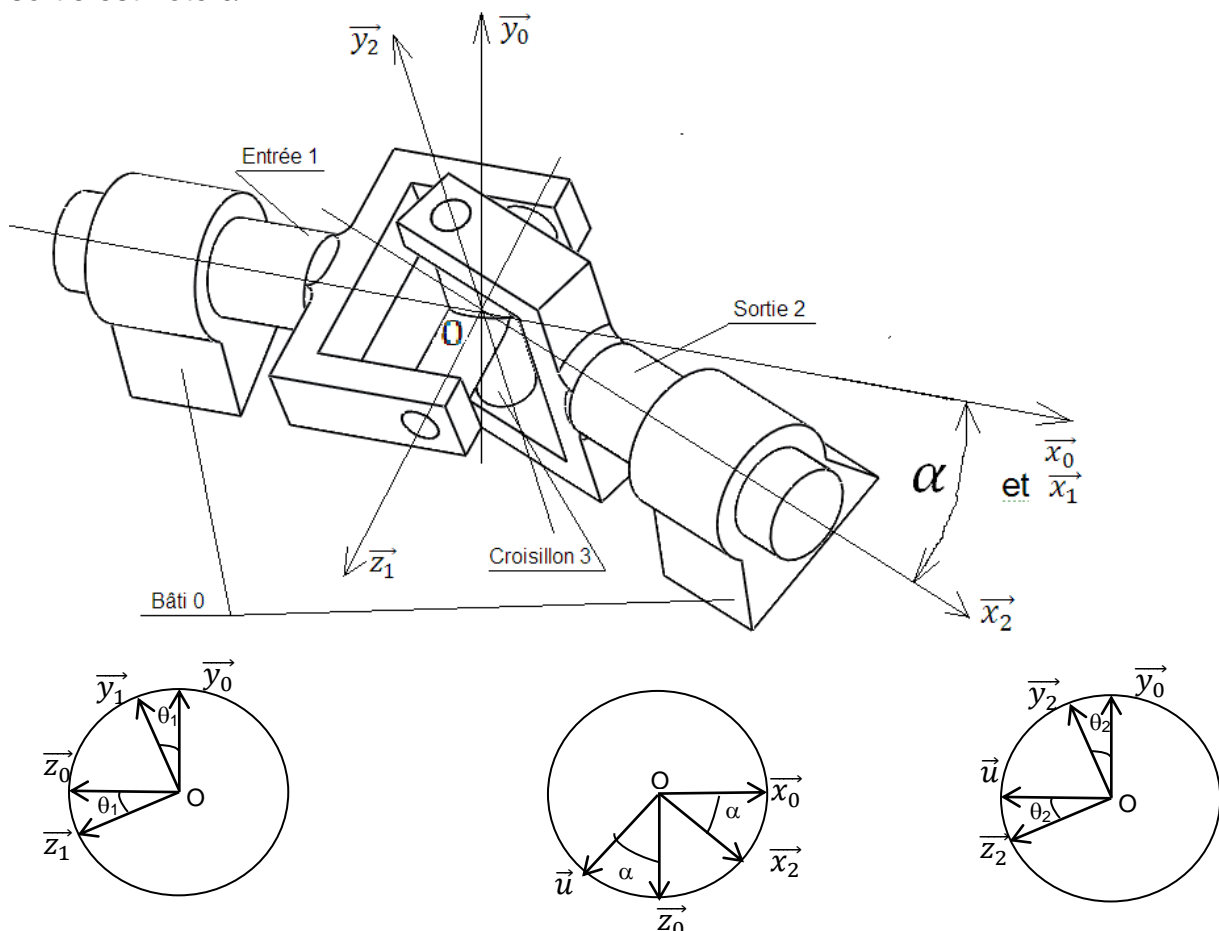
Objectifs : Déterminer les conditions de montage de la transmission par cardan double pour générer l'acyclisme à simuler

3-1- Étude du joint de cardan simple

Le cardan simple schématisé ci-après est constitué :

- D'une fourche d'entrée 1 en liaison pivot d'axe \vec{x}_0 (ou \vec{x}_1) par rapport au bâti 0 (vitesse angulaire : $\omega_1 = \dot{\theta}_1 = \text{constante}$)
- D'une fourche de sortie 2 en liaison pivot d'axe \vec{x}_2 par rapport au bâti 0
- D'un croisillon 3 en liaison pivot d'axe \vec{z}_1 par rapport à la fourche d'entrée 1 et en liaison pivot d'axe \vec{y}_2 par rapport à la fourche de sortie 2 (vitesse angulaire : $\omega_2 = \dot{\theta}_2 = ?$)

L'angle d'inclinaison (ou de **brisure**) entre les fourches (ou arbres) d'entrée et de sortie est noté α .



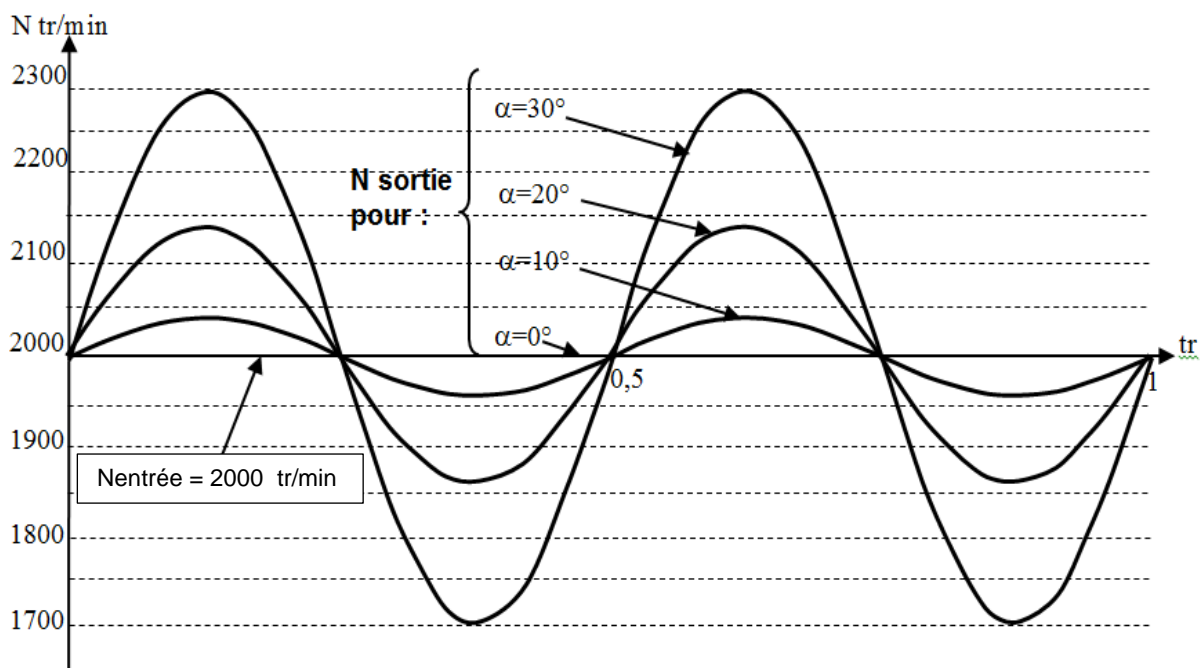
On associe au bâti 0 une base fixe $R_0 : (\vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)$.

On associe à la fourche d'entrée 1 une base mobile en rotation $R_1 : (\vec{x}_1, \vec{y}_1, \vec{z}_1)$ avec $\vec{x}_0 = \vec{x}_1$, l'angle entre \vec{y}_0 et \vec{y}_1 étant noté θ_1 .

La base $R_u (\vec{u}, \vec{x}_2, \vec{y}_0)$ est une base fixe positionnant la fourche de sortie par rapport à la fourche d'entrée.

On associe à la fourche de sortie 2 une base mobile en rotation $R_2 : (\vec{x}_2, \vec{y}_2, \vec{z}_2)$, l'angle entre \vec{y}_0 et \vec{y}_2 étant noté θ_2 .

Une simulation mécanique (ci-dessous) permet de montrer (sur 1 tour) pour différents angles de brisure α , l'évolution de la vitesse de sortie du cardan pour une vitesse d'entrée de 2000 tr/min.



3-1-1- Que constatez-vous ?

De par sa conception, le banc impose un désaxage entre l'arbre moteur et l'arbre de sortie.

On pense donc à utiliser un cardan double.

Une simulation mécanique permet de montrer pour un montage en opposition symétrique (cf courbe sur DT4 pour un angle $\beta=0^\circ$), que la vitesse de sortie est en permanence égale à celle d'entrée.

3-1-2- Cela permet-il de simuler de l'acyclisme ?

3-2- Étude du joint de cardan double

Les courbes du document technique DT4 permettent de voir (pour différents angles β d'inclinaison entre les fourchettes de l'arbre intermédiaire) sur un tour, l'évolution de la vitesse de l'arbre de sortie du banc en fonction de celle d'entrée.

Pour être en phase avec les valeurs usuelles d'acyclisme en sortie de moteur thermique, on souhaite simuler un acyclisme de 3 %.

3-2-1- Quelle est la configuration qui convient ? Justifiez votre réponse.

3-2-2- On souhaite pouvoir supprimer ou faire varier l'acyclisme. Le montage convient-il ? Justifiez.

4^{ème} PARTIE : DISSOCIATION DES PHÉNOMÈNES VIBRATOIRES

Matière d'œuvre : Documents DT1, DT2 et DR3

Domaine étudié : Banc de simulation

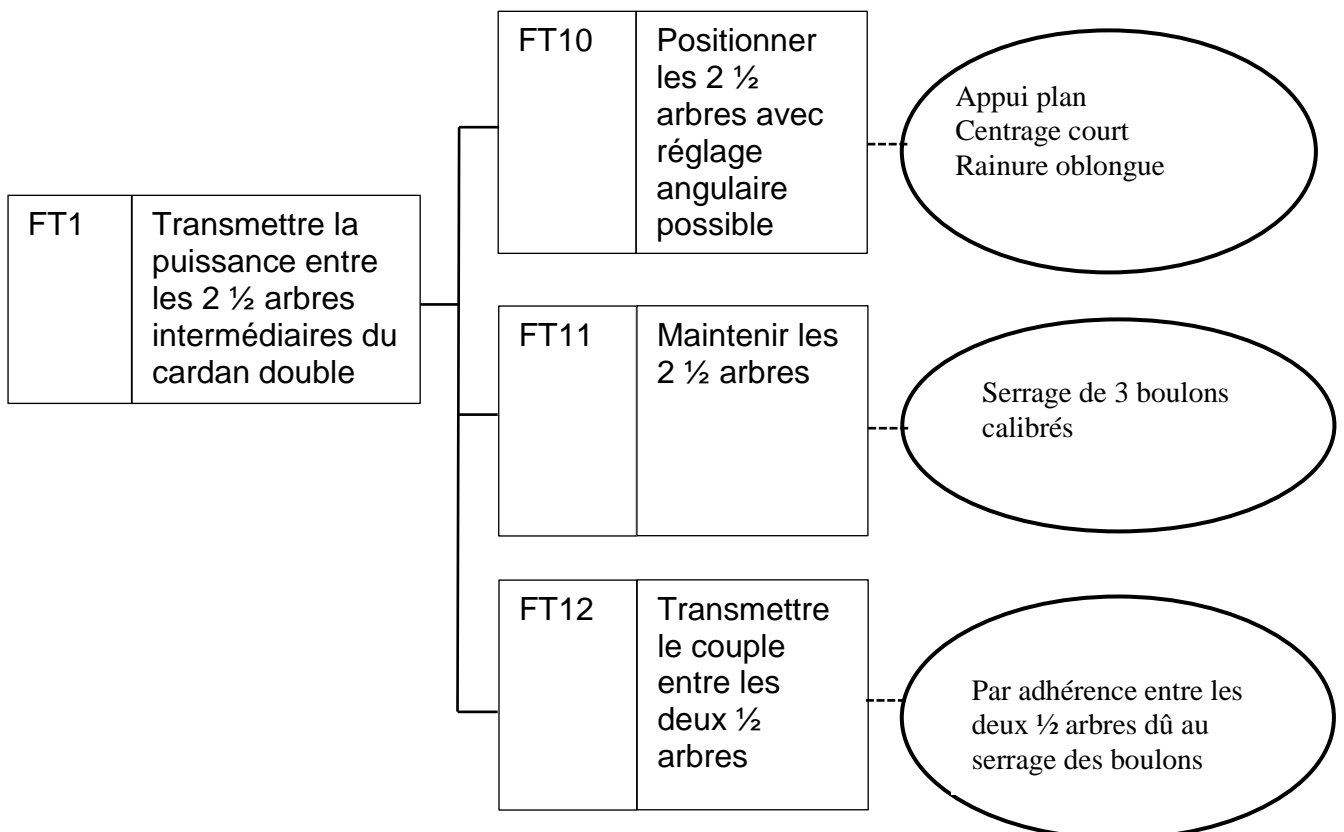
Objectifs : Définir les principes permettant de dissocier et de régler les amplitudes des phénomènes vibratoires

Pour pouvoir supprimer sur le banc les vibrations axiales un démontage de la courroie suffit.

Nous allons étudier le réglage de l'amplitude des vibrations torsionnelles ou leur suppression :

4-1- Réaliser à main levée sur le document DR3 la solution constructive en perspective permettant de régler la position angulaire entre les 2 demi-arbres intermédiaires en suivant la proposition présentée sur le diagramme FAST ci-dessous :

Remarque : Les solutions techniques de la fonction FT10 devront apparaître clairement (faire éventuellement une ou des vues complémentaires).



5^{ème} PARTIE : VALIDATION DE LA SOLUTION CONSTRUCTIVE PERMETTANT DE SIMULER LA VIBRATION AXIALE DU VILEBREQUIN PAR FLEXION DE L'ARBRE DE SORTIE

Matière d'œuvre : Documents DT1, DT5

Domaine étudié : Résistance arbre de sortie du banc d'essai

Objectifs : Valider l'excentration de l'arbre à excentrique ainsi que le matériau de l'arbre de sortie

Données :

- Couple maxi à transmettre : $C_{max} = 240 \text{ N.m}$

- Rapport de réduction du réducteur à courroie : $r = 0,5$

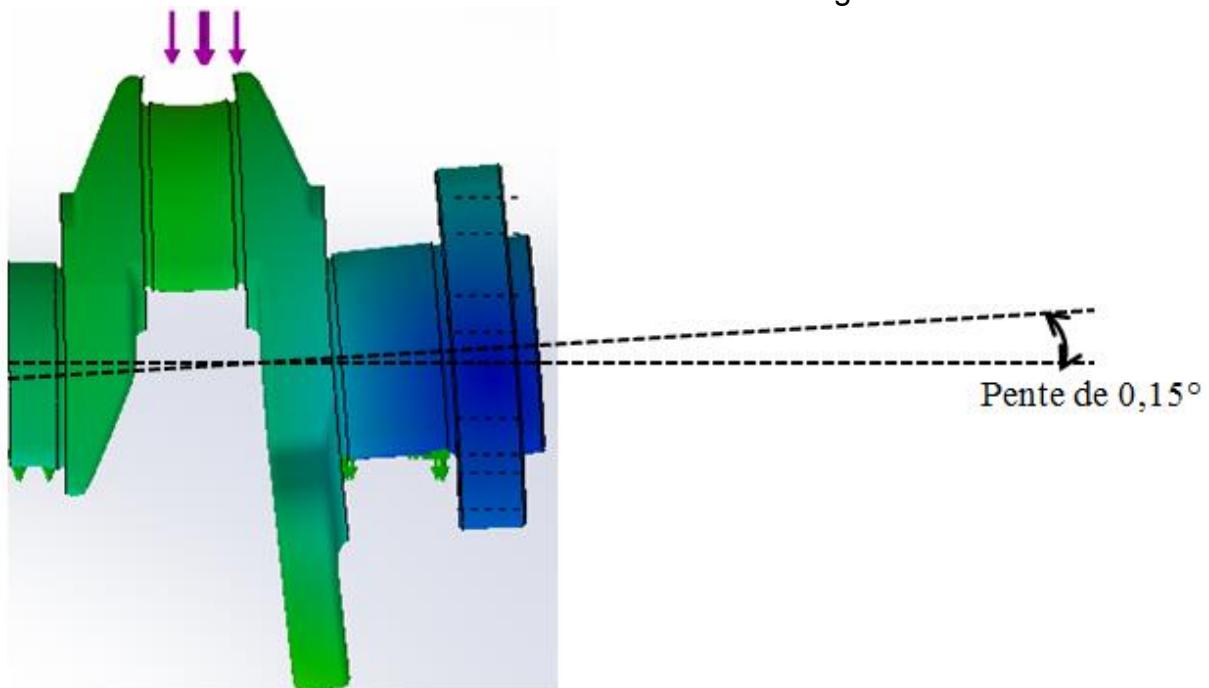
- Diamètre de l'arbre de sortie $d=25 \text{ mm}$

- Matériau arbre de sortie : acier faiblement allié de nuance 20NiCr6 – $Re=70 \text{ daN/mm}^2$

- Afin de simuler la vibration axiale du volant moteur, l'arbre intermédiaire à excentrique génère une flexion de l'arbre de sortie.

Une étude de simulation de la déformée du vilebrequin à $P_{mi_{max}}$ a permis de constater au niveau du volant moteur une déviation angulaire (ou pente) d'environ $0,15^\circ$

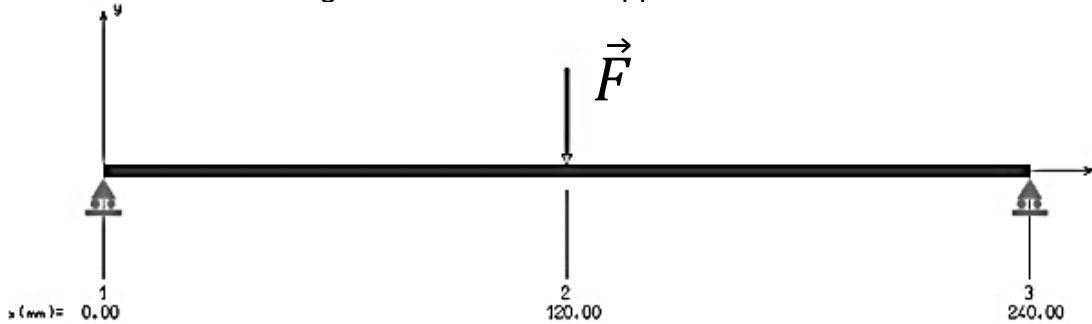
On souhaite avoir sur le banc d'essai la même déviation angulaire.



5-1 – Justifier sur le banc la réduction de vitesse entre l'arbre d'entrée et l'arbre intermédiaire.

5-2 Étude de la flexion seule

On modélise l'arbre de sortie par une poutre cylindrique de diamètre $d=25\text{mm}$ sur 2 appuis (paliers) distants de $L=240\text{ mm}$. La bielle, par l'intermédiaire de l'excentrique exerce un effort \vec{F} à égale distance des 2 appuis.



On suppose que l'action de l'excentrique sur la bielle et donc sur l'arbre de sortie génère :

- une flexion de l'arbre à excentrique (arbre intermédiaire)
- une compression de la bielle
- une flexion de l'arbre de sortie

On supposera que les déformations dans chacun des éléments sont de même grandeur, ce qui implique une excentration de l'arbre à excentrique égale à 3 fois la déformée (en flexion) de l'arbre de sortie.

Une simulation de résistance des matériaux avec RDM 6 **(C.f. document technique DT5)** permet de sortir les courbes d'évolution de l'effort tranchant, du moment fléchissant, de la déformée (ou flèche) et de la pente (ou déviation angulaire) en fonction de l'abscisse de la poutre.

À partir de ces courbes du DT5 :

5-2-1- Déterminer l'excentration notée e de l'arbre à excentrique.

5-2-2- Déterminer l'effort exercé par la bielle sur l'arbre de sortie.

5-2-3- Après avoir relevé M_{fz} maxi, calculer la valeur de la contrainte normale maximum en flexion. On donne :

$$\sigma = \frac{M_{fz}}{I_{Gz}} \cdot y$$

avec :

- M_{fz} : moment fléchissant en z
- I_{Gz} : moment quadratique par rapport à l'axe Gz : $I_{Gz} = \frac{\pi \cdot d^4}{64}$
- d : diamètre de l'arbre
- y : distance en y entre la ligne moyenne et le point où l'on calcule la contrainte

5-2-4- L'évolution de la contrainte normale le long de la poutre a un profil similaire à l'une des 4 courbes du document DT5. Laquelle ? Justifier.

5-3- Étude de la sollicitation combinée torsion flexion

On se place au couple maximum ($C_{\max}=240 \text{ N.m}$).

5-3-1- Calculer la contrainte maximum en torsion.

On donne :

$$\tau = \frac{Mt}{I_0} \cdot y$$

avec :

- Mt : moment de torsion
- I_0 : moment quadratique polaire : $I_0 = \frac{\pi \cdot d^4}{32}$
- d : diamètre de l'arbre
- y : distance en y entre la ligne moyenne et le point où l'on calcule la contrainte

5-3-2- Par le critère de Von Mises, calculer la valeur de la contrainte maximum dues aux sollicitations combinées (ou composées) notée σ_{eq} .

On donne : *Contrainte normale maximum dues aux sollicitations composées torsion + flexion : σ_{eq}*

Le critère de VON MISES nous donne :

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$$

5-3-3- Calculer le coefficient de sécurité de l'arbre. Conclure.

6^{ème} PARTIE : ÉTUDE DU GUIDAGE EN ROTATION DE L'ARBRE DE SORTIE

Matière d'œuvre : Documents DT1, DT2, DT6, DT7, DT8, DR4 et DR5

Domaine étudié : Banc d'essai

Objectifs : - Compléter un diagramme FAST à partir d'une solution constructive existante
- Concevoir à l'aide d'un FAST un guidage en rotation en y intégrant la fonction technique protection des liaisons

Pour faciliter la flexion de l'arbre de sortie et donc simuler la vibration axiale de l'arbre, on utilise côté gauche un roulement à billes à contact radial et côté droit un roulement à 2 rangées de billes sur rotule (palier à auto-alignement).

On suppose que la bague intérieure est tournante par rapport à la charge.

6-1- En vous aidant du dessin du **document DR5**, Compléter sur le document réponse DR4 le diagramme FAST de la fonction principale de l'arbre de sortie : TRANSMETTRE LES VIBRATIONS AXIALES ET TORSIONNELLES AU VOLANT MOTEUR.

6-2- À partir du diagramme FAST **donné sur le document DR4**, compléter sur le document réponse DR5, la conception du guidage en rotation.

Indiquer sur le dessin les tolérances des portées de roulement ainsi que les conditions (ou jeux) fonctionnels nécessaires au montage et au bon fonctionnement de l'ensemble.

DOSSIER TECHNIQUE

Ce dossier comporte 8 documents numérotés DT1 à DT8.

DT1 : Banc d'embrayage..... (format A4)

DT2 : Arbre de sortie (incomplet)..... (format A4)

DT3 : Couple et vitesse instantanés du moteur K9K 1,5 dci
..... (format A4)

DT4 : Cardan double (format A4)

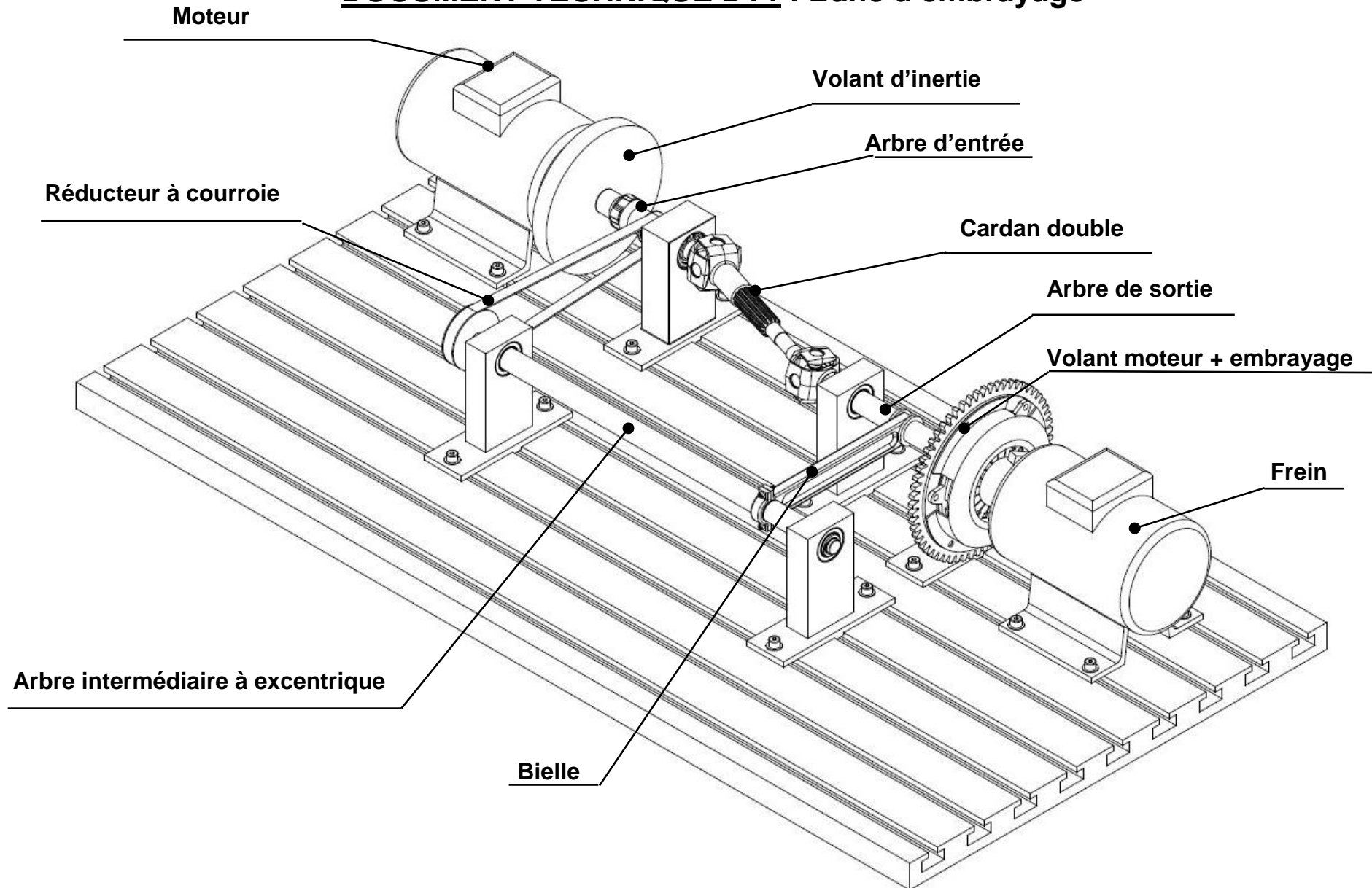
DT5 : Flexion arbre de sortie..... (format A4)

DT6 : Nomenclature partielle du guidage de l'arbre de sortie
..... (format A4)

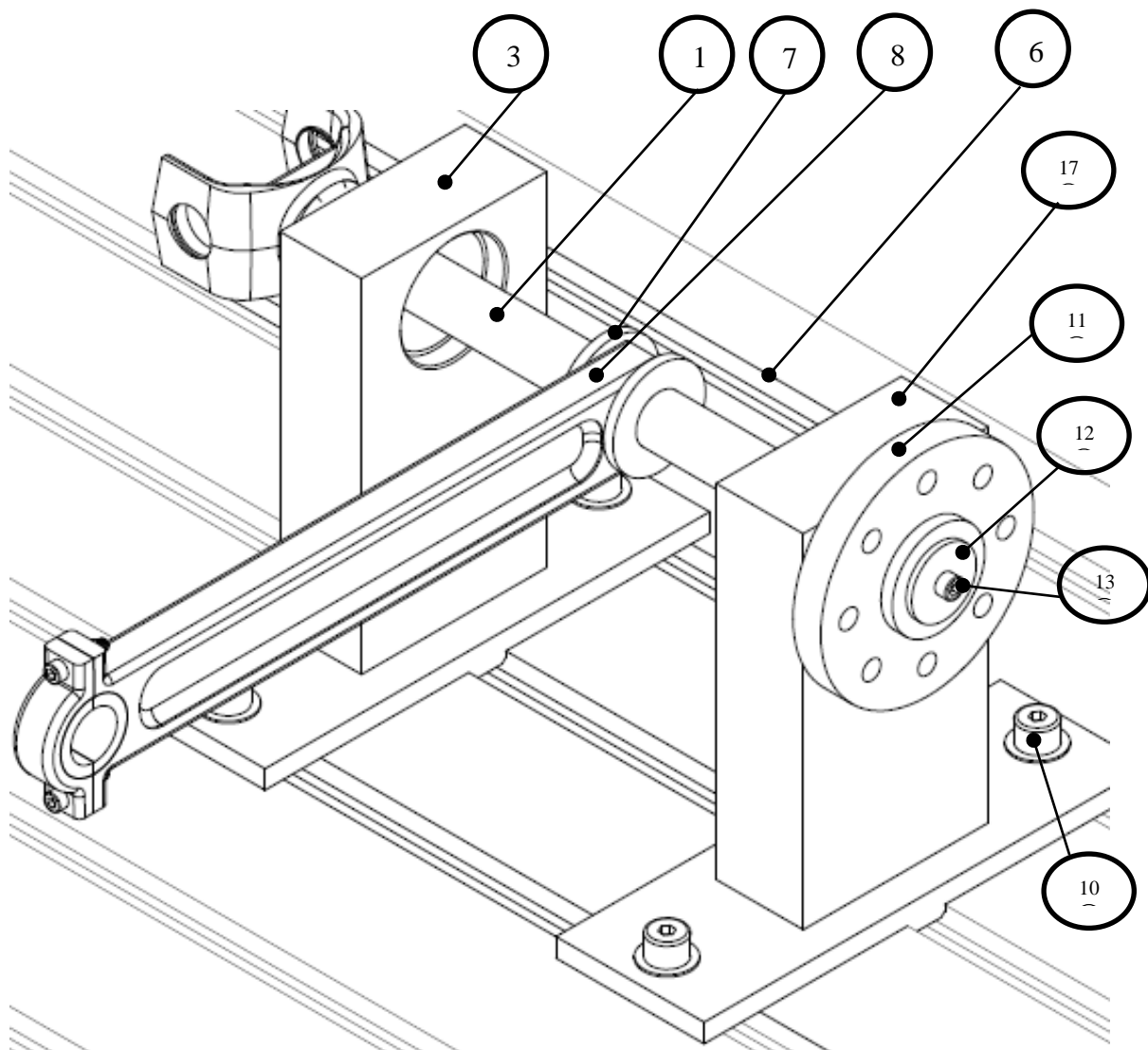
DT7 : Guidage de l'arbre de sortie..... (format A4)

DT8 : Ressources joints à lèvres (format A4)

DOCUMENT TECHNIQUE DT1 : Banc d'embrayage

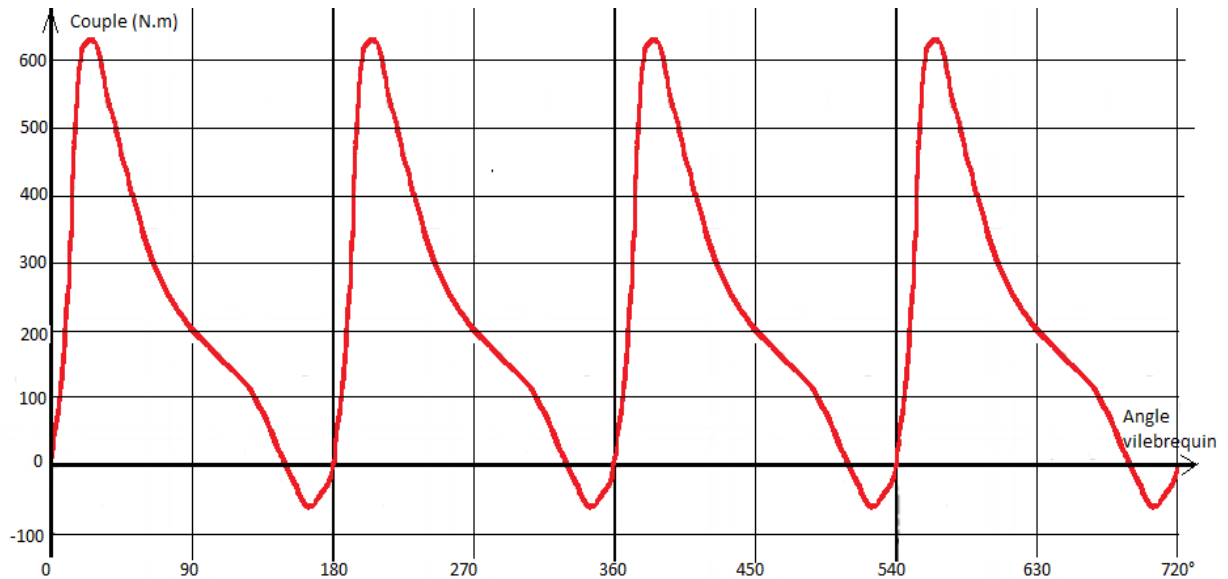


DOCUMENT TECHNIQUE DT2 : Arbre de sortie (incomplet)

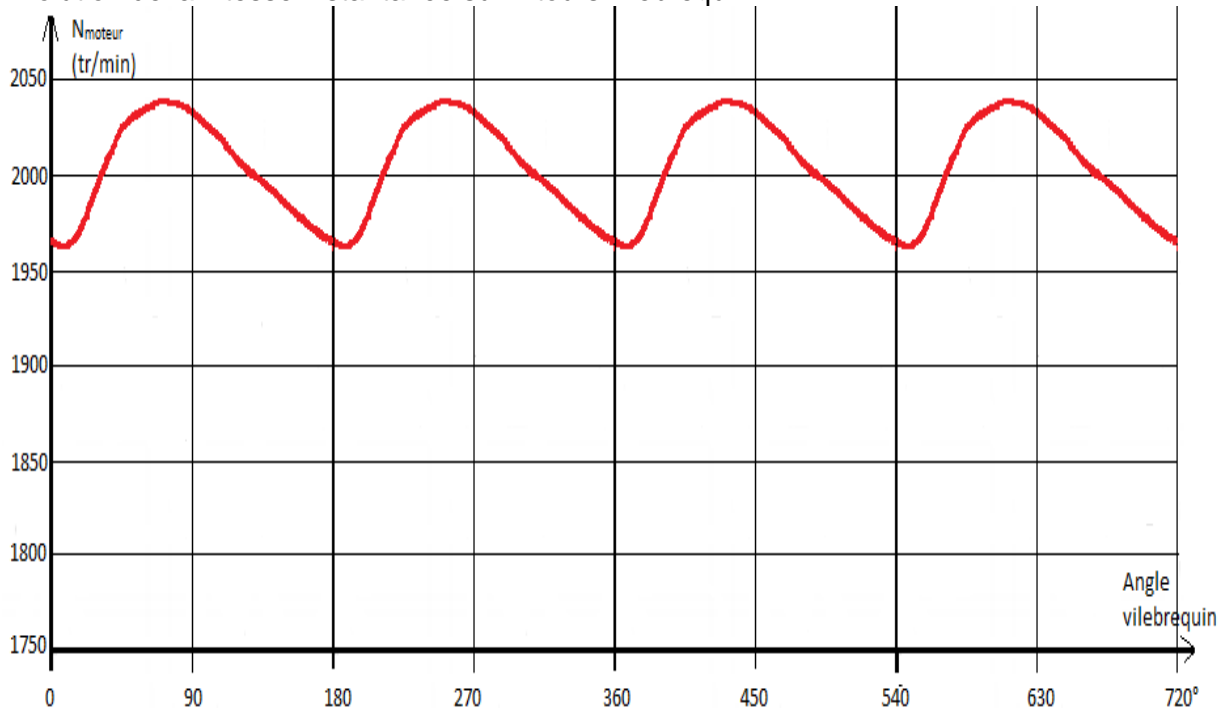


DOCUMENT TECHNIQUE DT3 : Couple et vitesse instantanés du moteur K9K 1,5 dci

Évolution du couple instantané sur 2 tours vilebrequin :

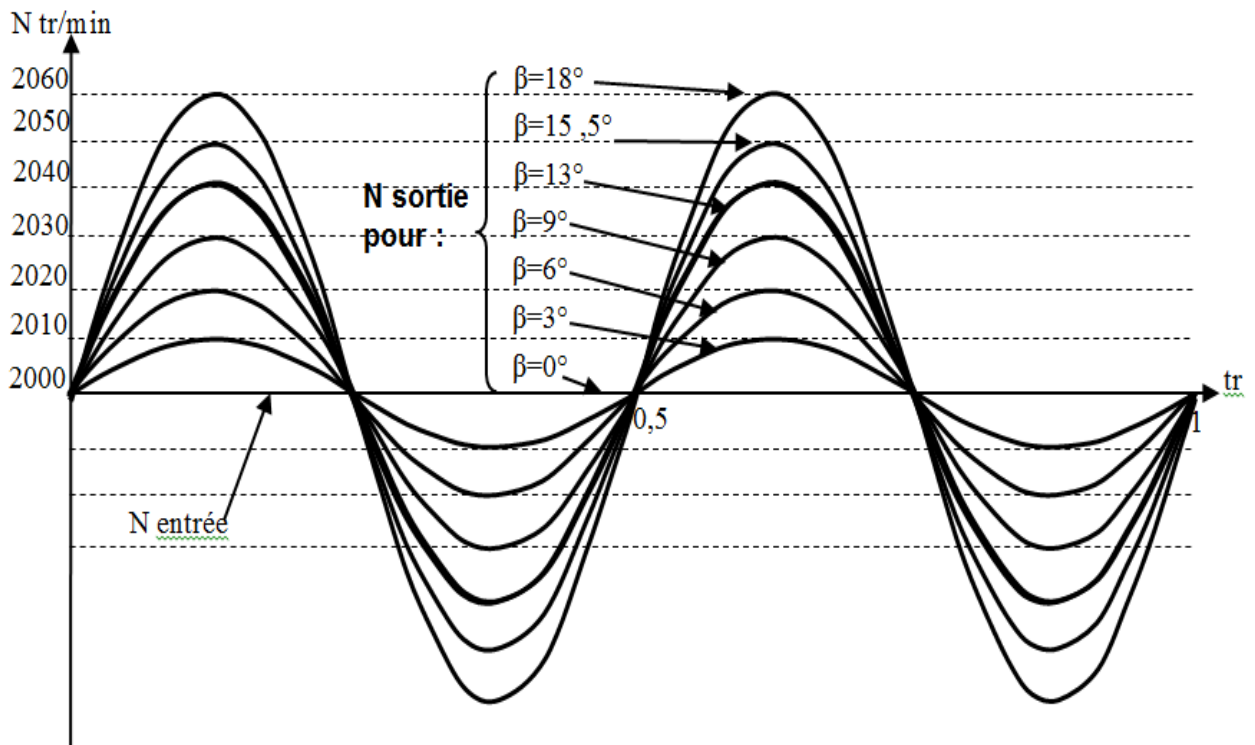
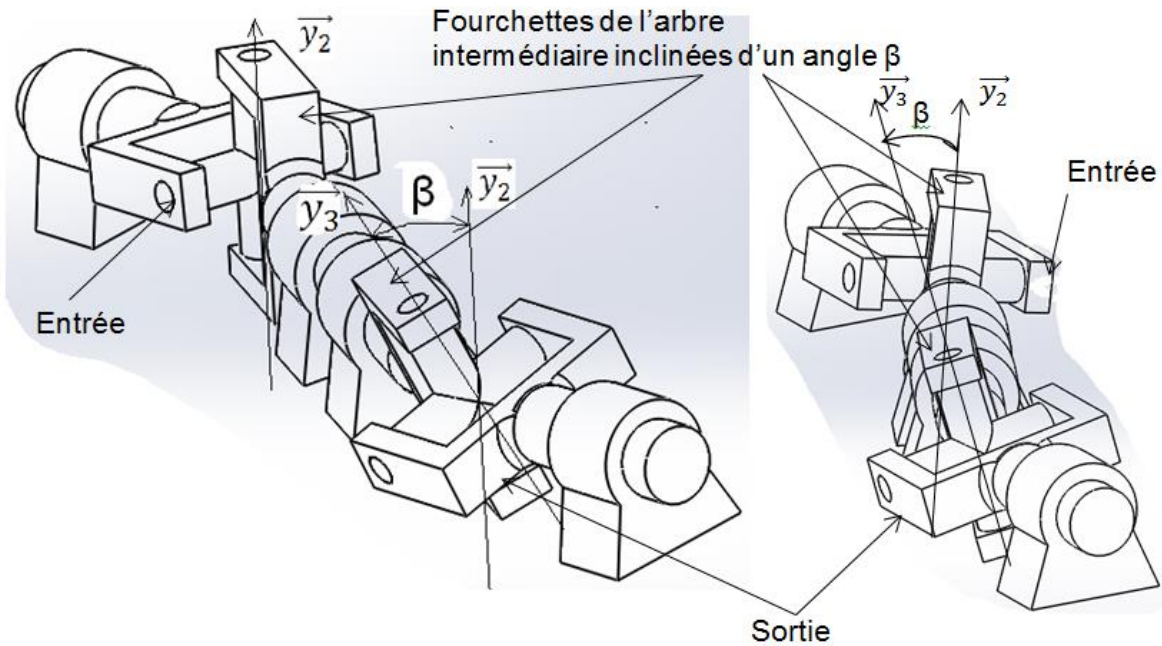


Évolution de la vitesse instantanée sur 2 tours vilebrequin :



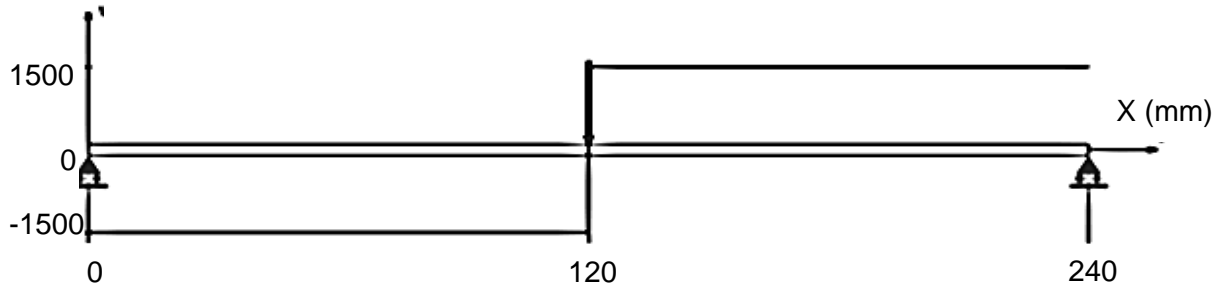
DOCUMENT TECHNIQUE DT4 : Cardan double

Comparaison vitesse d'entrée/vitesse de sortie (en fonction du temps) du cardan double en fonction de l'angle β d'inclinaison entre les fourchettes de l'arbre intermédiaire.

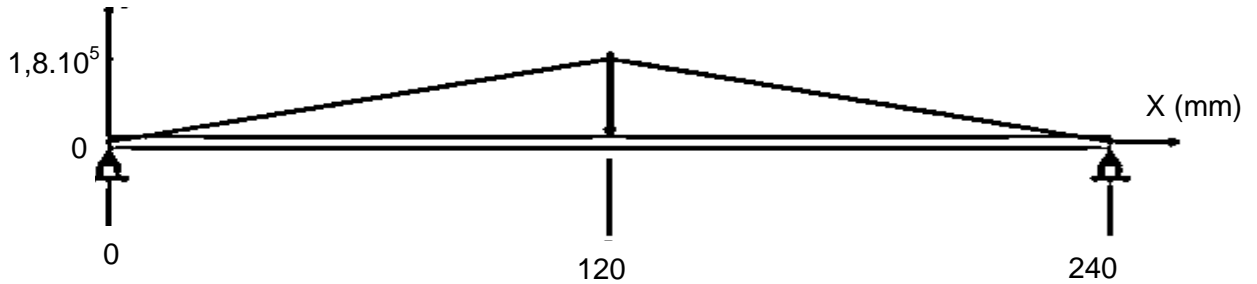


DOCUMENT TECHNIQUE DT5 : Flexion arbre de sortie

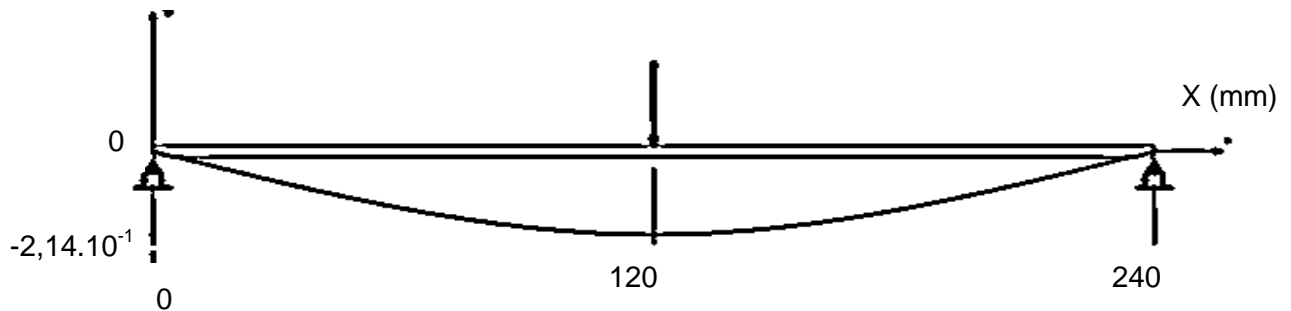
Effort tranchant (N)



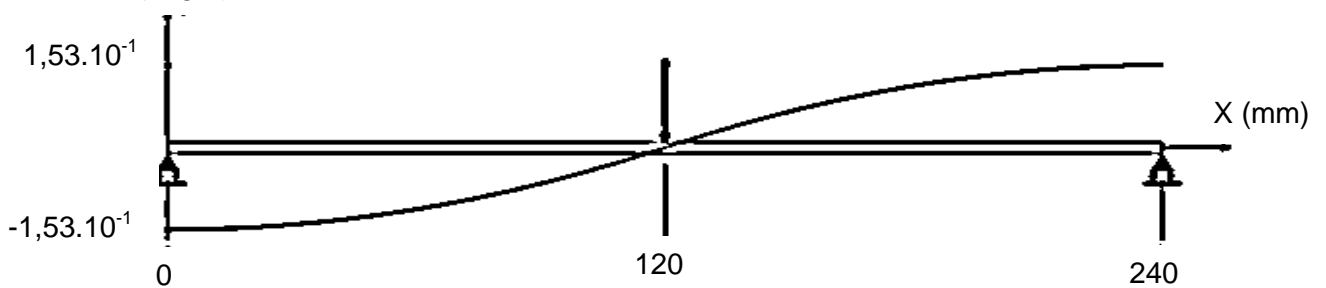
Moment fléchissant (N.mm)



Flèche (mm)



Pente (degré)

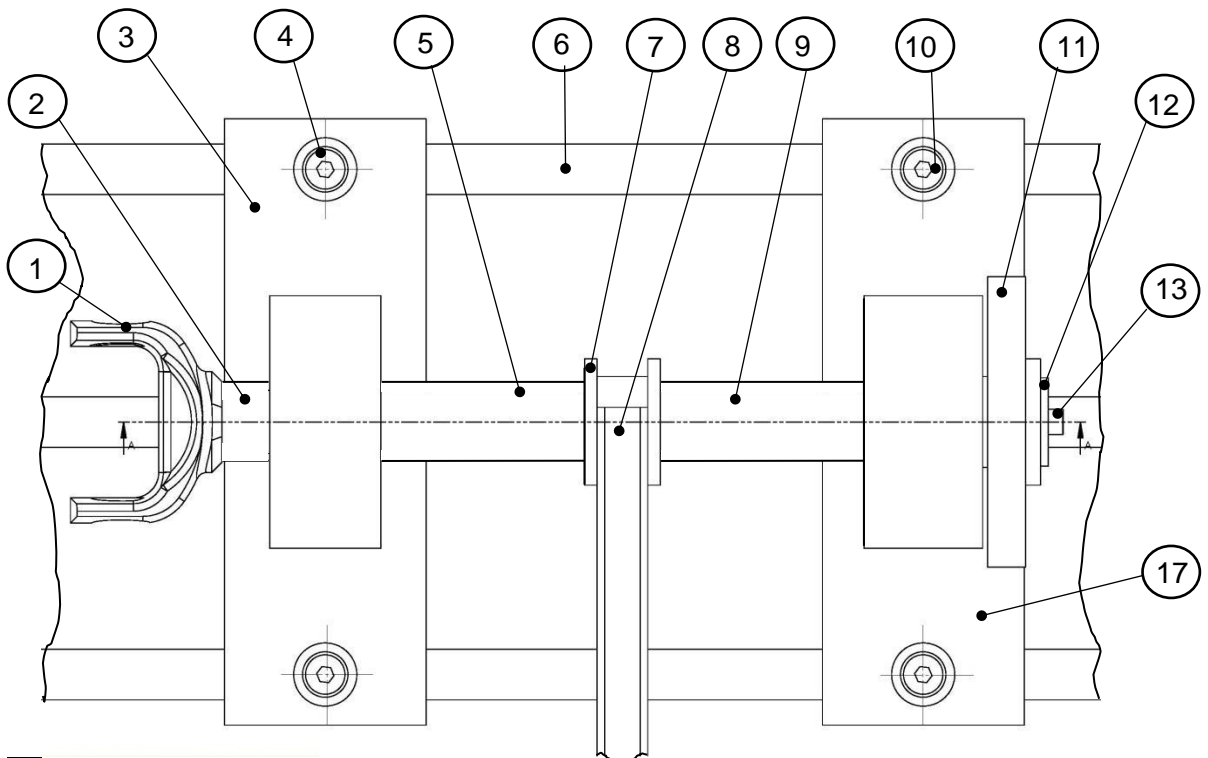
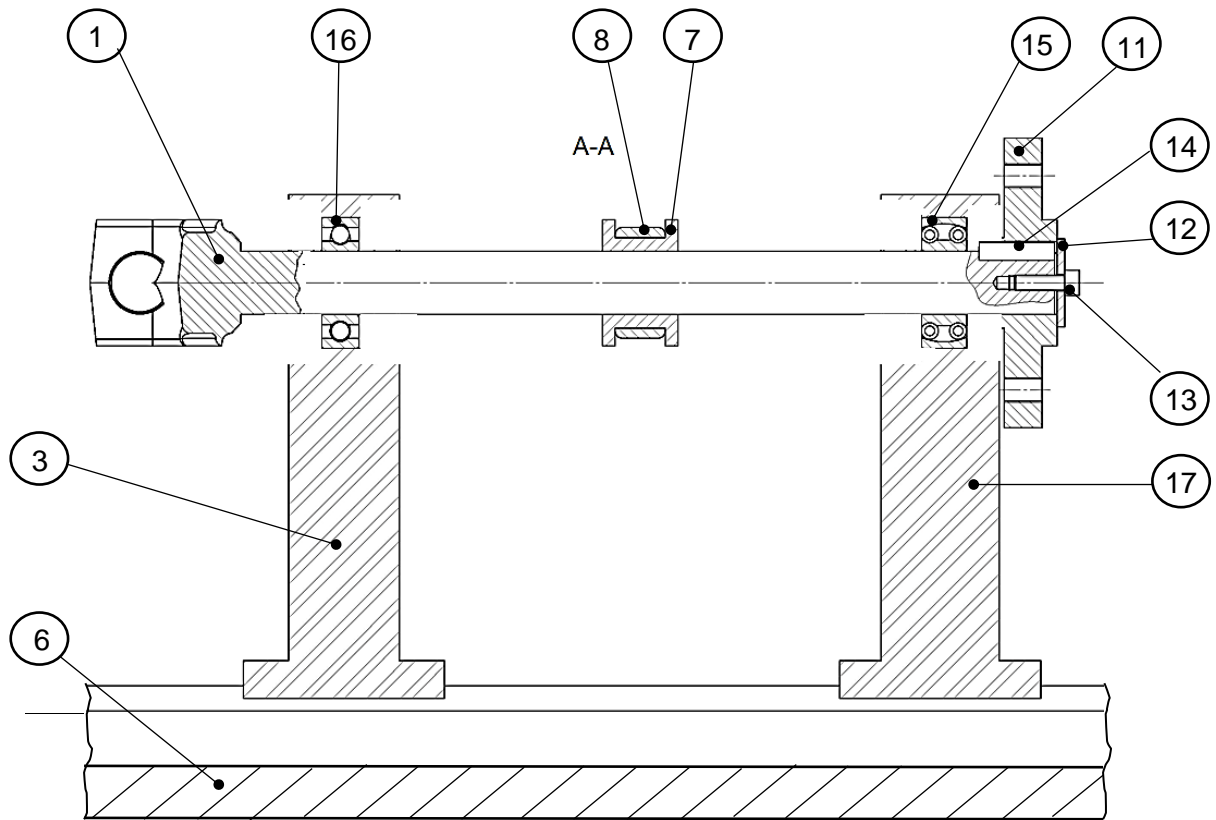


DOCUMENT TECHNIQUE DT6

Nomenclature partielle du guidage de l'arbre de sortie

17	1	Palier droit
16	1	Roulement à billes à contact radial 25x52x15
15	1	Roulement à 2 rangées de billes sur rotule 25x52x18
14	1	Clavette parallèle forme C 8x7x26
13	1	Vis CHC M6-20
12	1	Rondelle d'appui 6.5x35x3
11	1	Support volant moteur
10	2	Vis CHC M12-30 + rondelle
9	1	Entretoise d=25, D=36
8	1	Bielle
7	1	Bague centrale
6	1	Table
5	1	Entretoise d=25, D=36
4	2	Vis CHC M12-30 + rondelle
3	1	Palier gauche
2	1	Entretoise d=25, D=36
1	1	Arbre de sortie
N°	Nbr	Nom

DOCUMENT TECHNIQUE DT7 : Guidage de l'arbre de sortie



DOCUMENT TECHNIQUE DT8 : Joints à lèvres

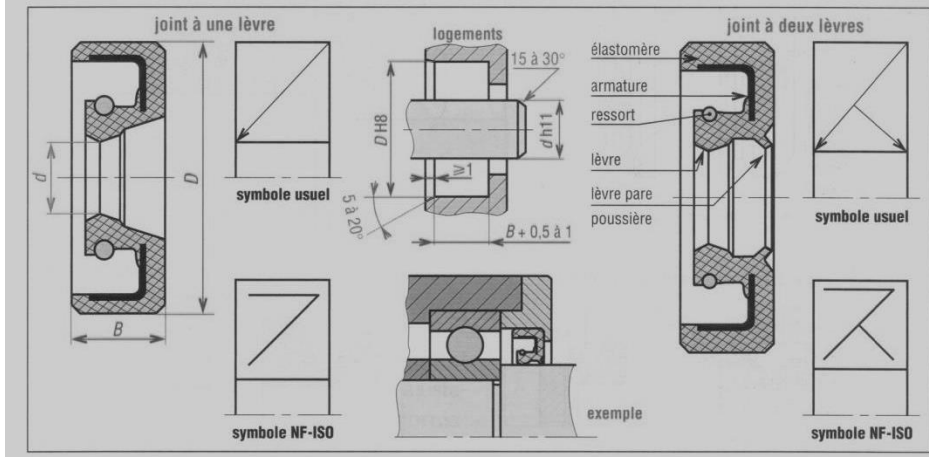
Ce sont des joints pour étanchéité dynamique, mouvement de rotation uniquement. Ils sont essentiellement utilisés avec les huiles et les graisses. Compacts, ils se composent d'une lèvre (nitrile, viton...) en forme de couteau, frottant radialement sur l'arbre. Un ressort jarretière, à spires jointives de forme torique, assure le maintien de contact lèvre/arbre.

Principales variantes : joint à une lèvre ; joint à deux lèvres, la lèvre supplémentaire est dite pare-poussière ; joints en tandem ; armature apparente ou non...

Conditions d'utilisation : ils doivent être utilisés sous de faibles pressions, moins de 1 bar, éventuellement 5 à 7 bars en ajoutant un support rigide.

La vitesse circonférentielle V au contact est limitée, à 8 à 14 m/s (NBR), 30 m/s (PTFE, FPM).

États de surface : logement $R_a \leq 3,2 \mu\text{m}$; arbre $0,2 \leq R_a \leq 0,8$ avec une dureté de 45 HRC si $V \leq 4 \text{ m/s}$ et jusqu'à 60 HRC si $V > 4 \text{ m/s}$ (65 HRC si PTFE). Circularité IT8.



Joints utilisés : $d=36\text{mm}$, $D=56\text{mm}$, $E=9 \text{ mm}$

DOSSIER DES DOCUMENTS RÉPONSES

Ce dossier comporte 4 documents numérotés DR1 à DR 5.

DR1 : Étude cinématique de l'embellage..... (format A4)

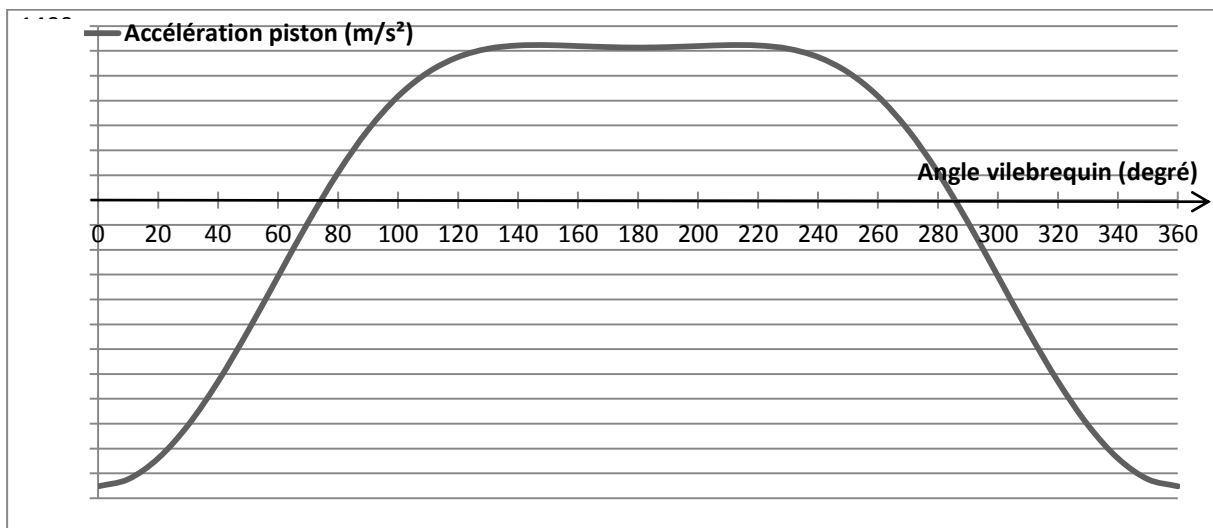
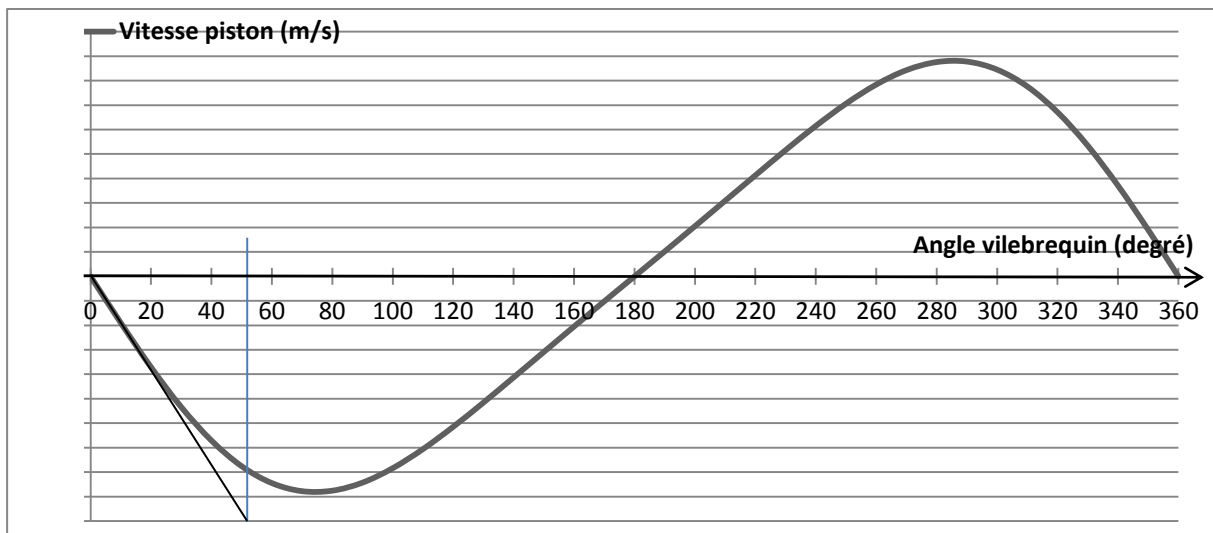
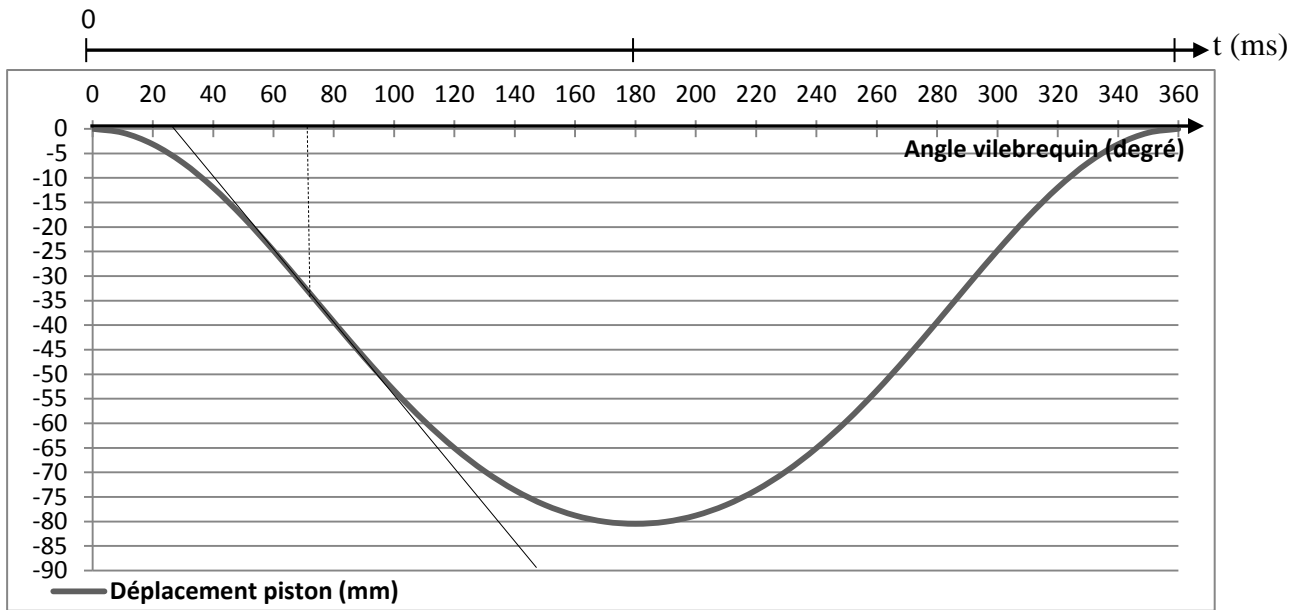
DR2 : Étude dynamique de l'embellage..... (format A4)

DR3 : Croquis solution constructive activation/désactivation
vibration torsionnelle..... (format A4)

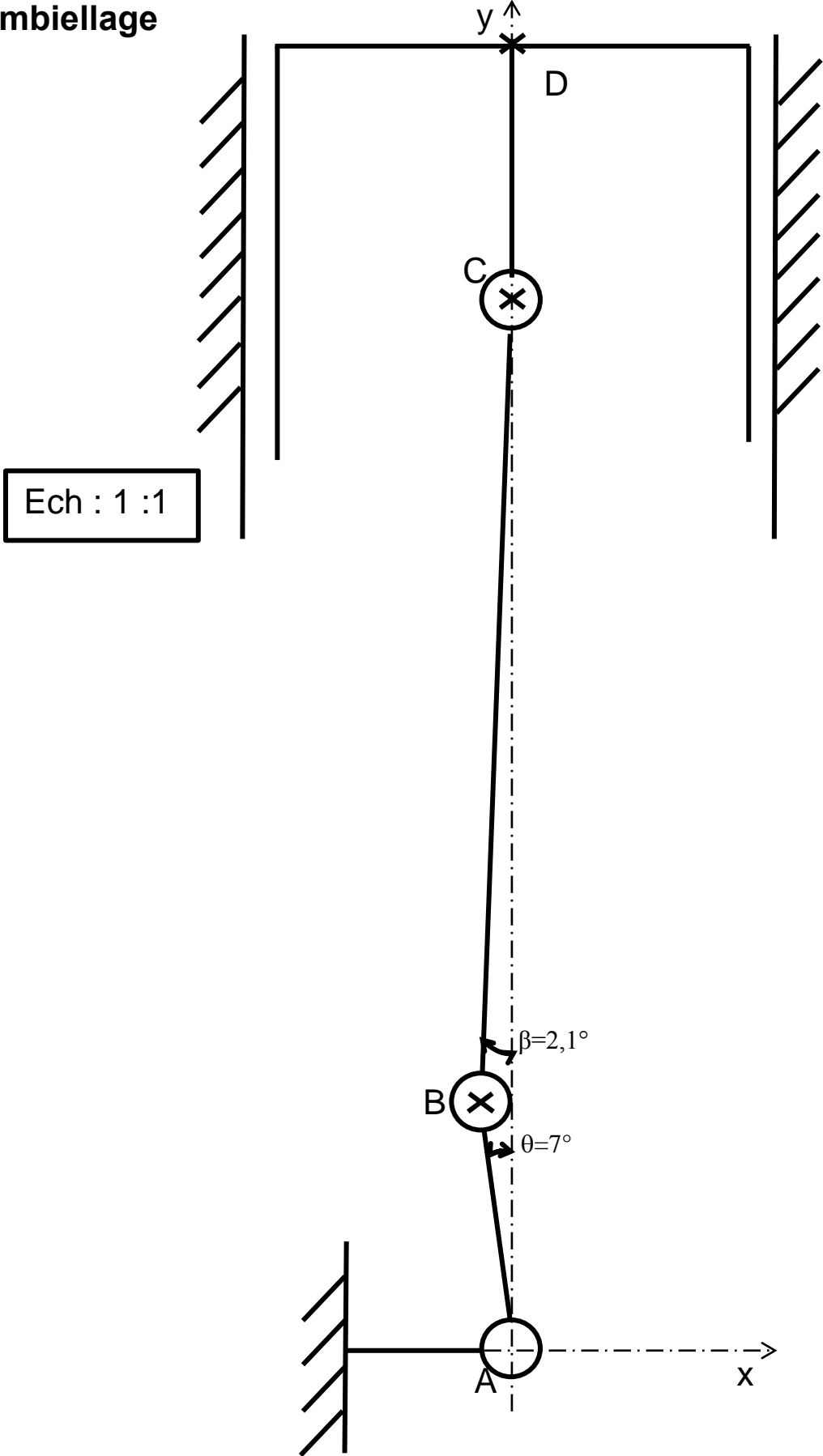
DR4 : FAST de la fonction principale de l'arbre de sortie
..... (format A4)

DR5 : Conception guidage en rotation de l'arbre de sortie
..... (format A3)

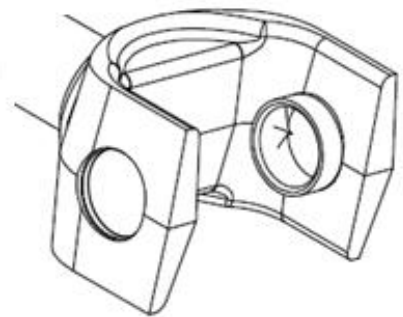
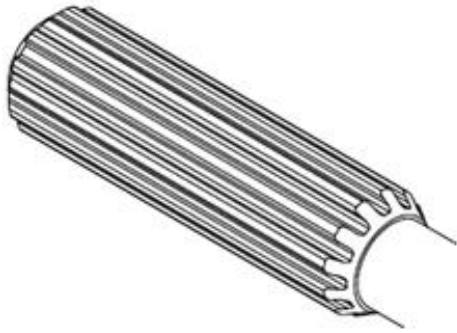
DOCUMENT RÉPONSE DR1 : Étude cinématique de l'embellage



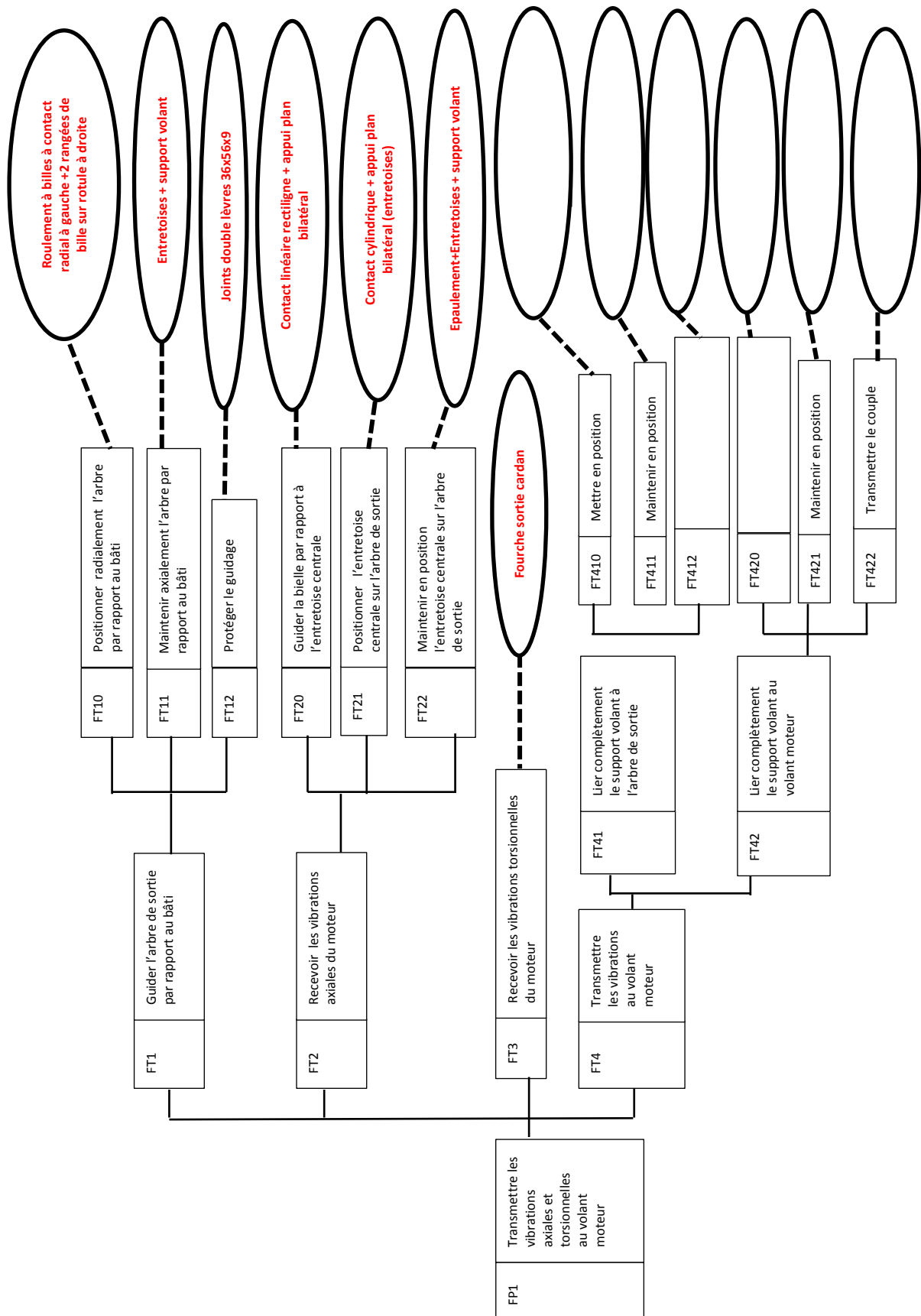
DOCUMENT RÉPONSE DR2 : Étude dynamique de l'embellage



**DOCUMENT RÉPONSE DR3 : Croquis solution constructive
activation/désactivation vibration torsionnelle**

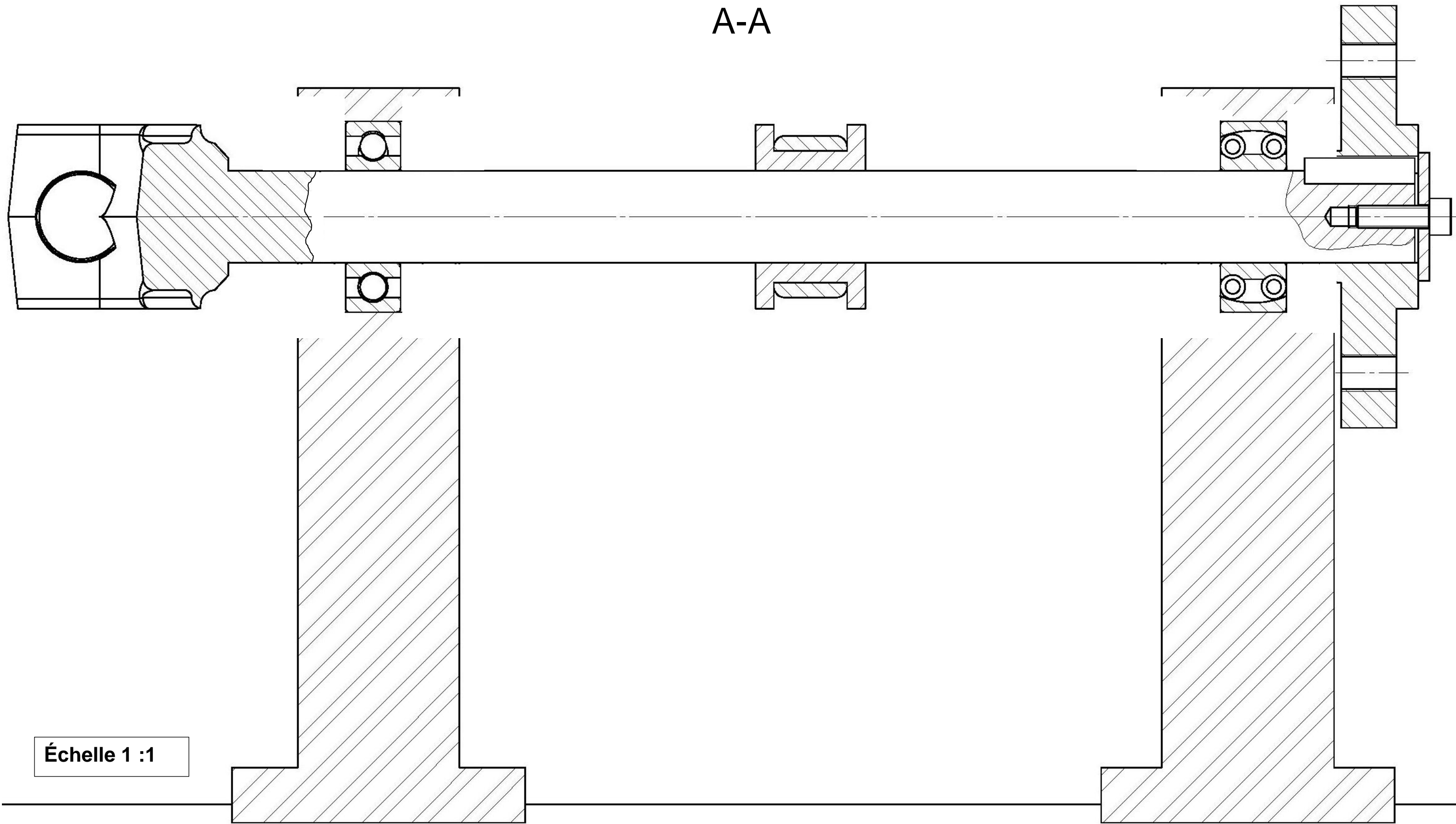


DOCUMENT RÉPONSE DR4 : Diagramme FAST



DOCUMENT RÉPONSE DR5 : Conception guidage en rotation de l'arbre de sortie

A-A



Échelle 1 :1