Concours Centrale-Supélec, France

Session 2003, filière TSI

Sciences industrielles 1

Ce que traite le sujet

- Partie I : présentation et étude globale du système
- Partie II : étude de la réalisation de certaines fonctions de service
- Partie III : qualité de l'équilibrage

Sujet reproduit sans retouche à partir de la page suivante.

Résumé des parties, chapitres de cours liés et autres années :
prepahelp.com/annales/centrale/tsi/2003/si1

Prepa Help ne revendique aucun droit sur le sujet, propriété de l'organisateur du concours.

SCIENCES INDUSTRIELLES I

Équilibrage des roues de véhicules automobiles

L'équilibrage dynamique des roues d'un véhicule automobile est essentiel pour assurer la qualité de la tenue de route ainsi que le confort des passagers. On se propose d'étudier une machine permettant l'équilibrage des roues. Cette machine est présentée sur le document industriel (voir annexes à la fin) figures 1a, 1b, 1c : machine Muller référence 1626 dont les performances et les capacités sont précisées sur le tableau 1d.

Partie I - Présentation et étude globale du système

La procédure d'équilibrage de la roue est la suivante :

- l'opérateur lie la roue à équilibrer au rotor de la machine. Deux systèmes de fixation sont possibles (figures 1b et 1c) :
  - soit, dans le cas le plus courant, on utilise un centreur en liaison pivot glissant avec un manchon fileté lié à l'arbre du rotor, les actions de serrage plaquant la roue sur l'épaulement du plateau support de roue ;
  - soit, on utilise une fixation par vis (dont la position est réglable) comme pour la fixation de la roue sur le moyeu du véhicule.
- l'opérateur renseigne le système sur les données géométriques de la roue à équilibrer (figure 2) :
  - la largeur, $\boldsymbol{c}$, de la jante et son diamètre, $\boldsymbol{d}$;
  - la position, $\boldsymbol{b}$, de la face interne de la jante (à l'aide d'une règle curseur qui vient en butée sur cette face) ;
  - la position des plans d'équilibrage et le diamètre sur lequel seront placées les masses d'équilibrage ; pour cette étude, les masses d'équilibrage seront placées sur la face interne et la face externe de la jante au diamètre $\boldsymbol{d}$;
- le rotor est mis en rotation par un système de galet escamotable pour atteindre une vitesse de $95 \text{ tr} \cdot \text{min}^{-1}$;
- le système d'entraînement est débrayé pour laisser le rotor en roue libre ;
- la mesure des efforts sur les paliers du rotor ainsi que la mesure de la position et de la vitesse sont effectuées pendant cette phase de rotation libre.

Filière TSI

- les valeurs des masses à placer sur la face interne et la face externe de la jante sont affichées à l'écran ;
- simultanément, le rotor est freiné par un frein électromagnétique ;
- pour la mise en place de chaque masse d'équilibrage, l'opérateur tourne lentement la roue jusqu'à ce qu'un index lumineux lui indique que le calage angulaire de la roue est obtenu. Il place alors la masse à la verticale de l'axe de rotation du rotor, au-dessus ;
- une nouvelle mise en rotation est effectuée pour vérifier que l'équilibrage est correct ;
- l'opérateur démonte la roue équilibrée.

I.A - Définir la fonction globale du système : équilibreuse de roues.

I.B - Déterminer la ou les matière(s) d'œuvre entrante(s) ainsi que le produit de ce système.

I.C - Définir les fonctions de service (F_s) liant directement le système et l'interacteur opérateur.

Partie II - Étude de la réalisation de certaines fonctions de service

Le diagramme FAST (figure 3) résume les fonctions de service demandées à ce système.

II.A - Étude de la réalisation de Fs_2 : permettre le montage de la roue par l'opérateur.

On étudie dans cette partie le système de liaison de la roue avec le rotor de la machine utilisant un centreur. La figure 4 montre la conception de ce système. Le dessin de définition partiel du centreur est donné figure 5.

Le dessin de définition partiel de l'arbre du rotor est donné figure 6.

II.A.1) Compte tenu des caractéristiques imposées sur le dessin de définition du centreur (figure 5), choisir, pour ce centreur :

- un matériau et un traitement thermique ;

- le procédé d'obtention de la préforme (ou brut) ; on envisage la fabrication de 2000 machines par an par lots de 200 ;

L'alésage de $\varnothing\ 40\ H7$ et le cône sont rectifiés après le traitement thermique. Cette phase de rectification n'est pas étudiée.

Définir :

- la ou les phases d'usinage retenues pour réaliser l'ébauche de la pièce avant traitement thermique ;
- les outils permettant l'usinage des surfaces du centreur pour ces opérations d'ébauche ; tracer ces outils avec leur trajectoire sur un croquis de la pièce.

II.A.2) Expliquer la spécification géométrique portée sur la surface cylindrique de l'arbre (figure 6) recevant le manchon fileté et tracer un croquis de la zone de tolérance.

	0, 02	$A - B$

II.A.3) Définir une procédure de contrôle de cette spécification en utilisant les matériels de métrologie au marbre. Préciser les hypothèses simplificatrices éventuelles permettant d'accepter les résultats de la mesure au sens de la norme.

II.B - Étude de la réalisation de Fs_{1-4} : calculer la valeur et la position des masses d'équilibrage

On souhaite, dans cette partie, effectuer le calcul de la position et de la valeur des masses à placer sur la jante pour réaliser l'équilibrage dynamique de la roue. Pour cette étude, on modélise la roue déséquilibrée par un système équivalent constitué d'une roue parfaitement équilibrée dynamiquement et de deux masses ponctuelles de déséquilibre m_i au point M_i (sur la face intérieure de la roue) et m_e au point M_e (sur la face extérieure). Ces masses m_i et m_e sont situées au même diamètre et dans les mêmes plans que ceux qui vont être utilisés par l'opérateur pour placer les masses d'équilibrage. La figure 2 montre le paramétrage de la position des points M_i et M_e.

Hypothèses :

- Le mouvement du rotor (et donc de la roue) par rapport au bâti est un mouvement de rotation autour d'un axe fixe $(A, \vec{z_0})$. Toutes les liaisons sont géométriquement parfaites.
- La vitesse initiale du rotor (lorsque le système d'entraînement a été escamoté) est : $\omega_0 = 9,95\ \text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$.
- L'arrêt total du rotor est obtenu en 1 min (dans le cas où on n'utilise pas le frein). On supposera que l'accélération angulaire, $\dot{\omega}$, du rotor est constante pendant cette phase de ralentissement.
- La position angulaire du rotor est notée θ ; la vitesse angulaire est notée ω.

- Le rotor seul est un solide équilibré dynamiquement.
- Le moment d'inertie de l'ensemble rotor - roue autour de l'axe $(A, \vec{z}_0)$ est estimé à : $J_r = 0,5 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$.
- Les mesures des actions du palier sur le rotor aux points A et B sont faites dans la direction de $\vec{x}_0$ et on pose :

$$\overrightarrow{A(^{palier}_{/\text{rotor}})}\vec{x}_0 = X_A(t) \text{ et } \overrightarrow{B(^{palier}_{/\text{rotor}})}\vec{x}_0 = X_B(t).$$

Une initialisation du système permet de ne pas prendre en compte les poids dans les calculs suivants.

II.B.1) Calculer la loi horaire du mouvement du rotor.

II.B.2) Appliquer le Principe Fondamental de la Dynamique à l'ensemble rotor - roue au point A (figure 2) et déterminer l'expression littérale de X_B en fonction de m_i, m_e, α_i, α_e, θ, ω, $\dot{\omega}$ et des autres paramètres constants puis l'expression littérale de X_A en fonction de X_B et des paramètres précédents.

II.B.3) Définir, dans les 2 équations issues de la question précédente, les inconnues de ce système.

II.B.4) Proposer, à partir des relevés de mesure des efforts en A et B donnés sur la figure 7, un algorithme de résolution de ce problème.

On donne : $\alpha_i = 30°$ et $m_i = 15 \text{ g}$, $\alpha_e = 70°$ et $m_e = 18 \text{ g}$.

II.B.5) Définir la valeur et la position des masses d'équilibrage que l'opérateur va placer sur la jante.

II.C - Étude de la réalisation de Fs_{1-3-1} : mesurer les efforts sur les paliers

Cette partie concerne l'étude des capteurs d'efforts et du conditionnement de leurs informations. Les capteurs utilisés sont piézoélectriques. Les signaux issus de ces capteurs doivent être filtrés et mis en forme avant d'être utilisables par la chaîne de traitement

Le signal de sortie $s(t)$ doit être compris entre 0 et 5 V.

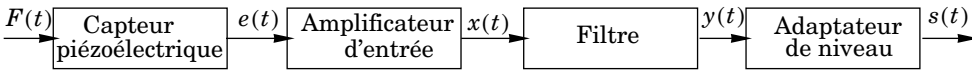


Figure c1 : Capteur et chaîne de conditionnement

II.C.1) Le capteur piézoélectrique

Sur un élément piézoélectrique, l'application d'une force produit un déplacement de charge qui lui est proportionnel : $Q = k \cdot F$ où Q est la charge et F la force. Pour l'élément utilisé ici (PZT5A) le coefficient k vaut $k = 375 \cdot 10^{-12} \text{ C} \cdot \text{N}^{-1}$

Lorsque la force F varie, la charge Q varie aussi. L'élément piézoélectrique se comporte alors comme un générateur de courant. Le schéma électrique équivalent du capteur piézoélectrique relié à l'amplificateur de tension est donné figure c2.

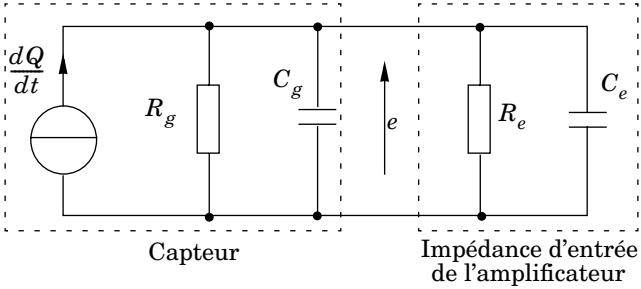


Figure c2 : Schéma équivalent du capteur

a) Déterminer d'après la figure c3, les valeurs numériques de R_e et C_e.

b) On donne $C_g = 2$ nF et on suppose $R_g \gg R_e$. En supposant la variation de la force F sinusoïdale, déterminer l'expression de la fonction de transfert :

$$\underline{T}_1(j\omega) = \frac{\underline{E}(j\omega)}{\underline{F}(j\omega)}.$$

En déduire la valeur numérique de sa fréquence de coupure. On rappelle que la fréquence f de variation de la force F reste comprise entre $1,4$ Hz et $1,6$ Hz. On admettra donc que la fonction $\underline{T}_1(j\omega)$ peut être assimilée à sa valeur en haute fréquence T_{1HF} qu'on déterminera.

Pour la suite du problème, on supposera $T_1 = 0,15\ \text{V} \cdot \text{N}^{-1}$.

II.C.2) L'amplificateur d'entrée

a) Déterminer la fonction de transfert *:*

$$\underline{T}_2(j\omega) = \frac{\underline{X}(j\omega)}{\underline{E}(j\omega)}.$$

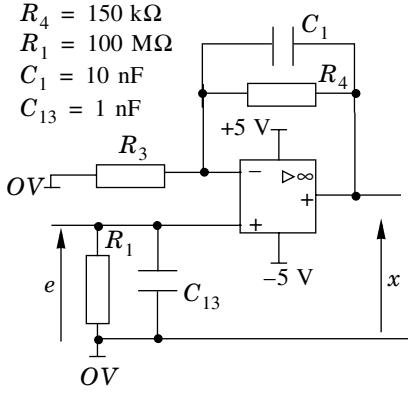
b) Dans la plage fréquentielle d'utilisation de ce montage, proposer une expression simplifiée de $\underline{T}_2(j\omega)$.

II.C.3) Le filtre

D'entrée $x(t)$ et de sortie $y(t)$, il est constitué de la mise en cascade de deux mon-

Figure c3 : Amplificateur d'entrée

$R_3 = 100$ kΩ
$R_4 = 150$ kΩ
$R_1 = 100$ MΩ
$C_1 = 10$ nF
$C_{13} = 1$ nF



tages à capacités commutées de fonctions de transfert respectives :

$$\underline{T'}_3(j\omega) = T'_{30}\,\frac{\dfrac{j\omega}{\omega_0}}{1+\dfrac{j\omega}{\omega_0}+\left(\dfrac{j\omega}{\omega_0}\right)^2} \text{ et } \underline{T''}_3(j\omega) = T''_{30}\,\frac{\dfrac{j\omega}{\omega_0}}{1+\dfrac{j\omega}{\omega_0}+\left(\dfrac{j\omega}{\omega_0}\right)^2}$$

La pulsation ω_0 est la même pour les deux montages. Le terme T'_{30} peut être réglé à 1 ou à 3, le terme T''_{30} à 1 ou à 10.

a) Donner l'expression de la fonction de transfert du filtre :

$\underline{T}_3(j\omega) = \dfrac{\underline{Y}(j\omega)}{\underline{X}(j\omega)}$. Donner l'allure de sa courbe de gain asymptotique.

Préciser la valeur des différentes pentes apparaissant sur ce diagramme asymptotique. De quel type de filtre s'agit-il ?

b) Un dispositif, non décrit ici, permet de maintenir ω_0 égale en valeur numérique à la vitesse angulaire de la roue exprimée en radians par seconde. Déterminer, dans les conditions de l'étude, pour $T'_{30} = 1$ et $T''_{30} = 1$, le module et la phase de la fonction de transfert $\underline{T}_3(j\omega)$.

II.C.4) L'adaptateur de niveau

a) Les diodes $D1$ et $D2$ sont supposées absentes. En supposant dans un premier temps la tension continue V_{ref} nulle, déterminer la fonction de transfert $\underline{T}_4(j\omega) = \dfrac{\underline{S}(j\omega)}{\underline{Y}(j\omega)}$.

Donner une forme simplifiée de $\underline{T}_4(j\omega)$ dans la plage fréquentielle d'utilisation. Donner l'expression de $s(t)$ en fonction de $y(t)$ et V_{ref}.

b) Les diodes $D1$ et $D2$ sont présentes. Quels sont les rôles des diodes $D1$ et $D2$?

$R_{13} = 100\ \text{k}\Omega$
$R_{14} = 100\ \text{k}\Omega$
$R_{15} = 100\ \text{k}\Omega$
$R_{16} = 100\ \text{k}\Omega$
$C_{14} = 10\ \text{nF}$
$V_{ref} = 2,5\ \text{V}$
$D1, D2$: 1N4148

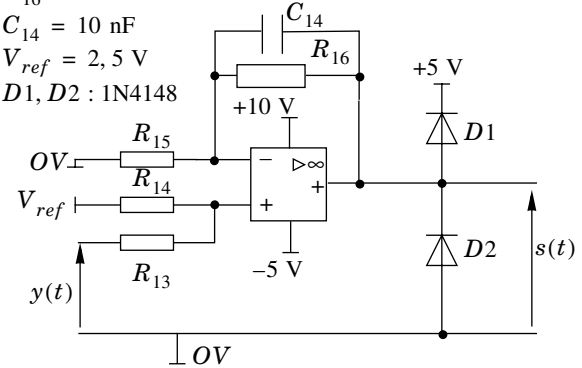


Figure c4 : Adaptateur de niveau

II.C.5) Bilan

Déterminer pour $T'_{30} = 1$ et pour $T''_{30} = 1$, la plus grande amplitude $\hat{F}_{max}$ de $F(t)$ mesurable $(F(t) = \hat{F} \cdot \sin\omega t)$. À quoi serviront les deux réglages de T'_{30} et T''_{30} ?

II.D - Étude de la réalisation de FS_{1-1-2} : faire tourner le rotor

Dans cette partie on recherche des solutions technologiques permettant le respect de cette fonction.

II.D.1) Modélisation de l'ensemble tournant

La figure 8 propose une modélisation de l'ensemble $E_r = \{rotor + roue\}$ telle que :

- Le rotor est constitué de deux volumes élémentaires : l'arbre et le plateau support. Le rotor est en acier (masse volumique $\rho = 7,8 \text{ kg} \cdot \text{dm}^{-3}$).
- La roue est modélisée sous la forme de parties élémentaires à épaisseur négligeable comprenant :
  - le pneu constitué,
    - des flancs ramenés à un disque plan (de diamètre extérieur d_b et de diamètre intérieur d_j),
    - de la bande de roulement,
  - la jante en tôle représentée par :
    - le voile, ramené à un disque plan,
    - la couronne de jante.

Les dimensions et les masses de ces différentes parties de l'ensemble E_r sont :

arbre	$d_a = 35$ mm	$L_a = 500$ mm
plateau support	$d_s = 190$ mm	$L_s = 30$ mm
flanc du pneu	$d_b = 530$ mm	masse : $m_f = 2$ kg
bande de roulement	$d_b = 530$ mm	masse : $m_b = 3,2$ kg
voile	$d_j = 330$ mm	masse : $m_v = 1,2$ kg
couronne de jante	$d_j = 330$ mm	masse : $m_j = 3,8$ kg

Calculer le moment d'inertie, J_r, de cet ensemble tournant E_r par rapport à l'axe $(A, \vec{z_0})$.

II.D.2) Dimensionnement du moteur d'entraînement

La mise en rotation du rotor est réalisée par un système à galet presseur dont le schéma cinématique fonctionnel est donné sur la figure 9a. Le galet entraîne le rotor par adhérence sur une poulie liée au rotor. L'effort presseur (ou radial) $\vec{F}$ est obtenu par la poussée d'un vérin pneumatique sur le support de galet. Le profil du galet et de la poulie ainsi que quelques dimensions sont donnés sur la

figure 9b. Les rayons de contact entre le galet et la poulie liée au rotor sont notés :

$r_p = 55$ mm pour la poulie et $r_g = 20$ mm pour le galet.

On souhaite obtenir une mise en rotation de l'ensemble E_r de $0 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$ jusqu'à $9,95 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$ en un temps de $0,5$ s et ceci en accélération constante.

a) Après avoir précisé le système isolé et les théorèmes généraux de la mécanique utilisés, en acceptant une symétrie de chargement, exprimer puis calculer l'effort tangentiel, T, exercé par le galet sur **un flanc** de la poulie du rotor pour obtenir cette accélération. On pourra utiliser la valeur suivante pour le moment d'inertie de l'ensemble tournant : $J_r = 0,5 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$.

La transmission de puissance de l'arbre du moteur vers le galet est réalisée par un système poulies - courroie crantée de réduction $r = \dfrac{58,21}{16,17}$.

Quelques caractéristiques du moteur ainsi que des dimensions de la poulie et du galet sont données figures 9 et 10. Les masses des poulies crantées, du galet et de la courroie seront négligées pour la question suivante.

b) Calculer la puissance, P_m, nécessaire pour le moteur d'entraînement.

II.E - Réalisation de l'effort presseur

On accepte que le couple de matériaux choisi pour le galet et la poulie donne un facteur d'adhérence, $f = \tan(\varphi) = 0,3$.

II.E.1) Calculer l'effort presseur $F = \left\| \vec{F} \right\|$.

II.E.2) En déduire le diamètre minimum admissible du vérin pneumatique (alimenté sous 6 bar) réalisant cet effort presseur.

II.F - Conception du système d'entraînement

Dans cette question on souhaite réaliser la conception mécanique permettant le respect des fonctions de service $FS_{1-2-1-1}$ et $FS_{1-2-1-2}$.

En utilisant les données des figures 9 et 10, réaliser, sur les deux pages intérieures d'une copie, le dessin de conception, à l'échelle 1:1, respectant ce cahier des charges. Ce dessin sera réalisé au crayon et devra montrer en particulier :

- le guidage en rotation du galet sur son support,
- le guidage en translation du support de galet,
- la transmission de puissance par poulies - courroie crantée du moteur jusqu'au galet,
- les formes principales du support de galet,
- l'implantation du moteur et du galet sur ce support de galet.

Partie III - Qualité de l'équilibrage

Les utilisateurs de ces équilibreuses de roues estiment que si le calcul des masses d'équilibrage donne des valeurs de masses inférieures ou égales à $5\ \text{g}$, alors l'équilibrage est inutile car ce défaut n'entraîne quasiment pas de vibration lorsque la roue est montée sur le véhicule. On souhaite quantifier, dans cette partie, l'ensemble des écarts de position de la roue sur l'équilibreuse et de la roue sur le véhicule pour définir leur incidence sur le résultat de l'équilibrage.

Hypothèses :

- Les déports dûs aux différents défauts sur les pièces et dans les liaisons se font tous dans la direction de $\overrightarrow{x_r}$ (figure 2).
- La position de la roue sur le moyeu du véhicule est donnée par un centrage court d'ajustement tel que :
  - le diamètre de l'alésage centreur sur la roue vaut : $60,1_{0}^{+0,03}$,
  - le diamètre de centrage sur le moyeu vaut : $60_{-0,02}^{0}$,
- l'ajustement entre l'alésage du cône centreur de l'équilibreuse et la portée sur le manchon fileté placé sur le rotor est :

  $$\varnothing 40\ \text{H7/g6}\ \text{ avec }\ \varnothing\ 40\ \text{H7}=\varnothing 40_{0}^{+0,025}\ \text{ et }\ \varnothing\ 40\ \text{g6}=\varnothing 40_{-0,025}^{-0,009}\ ,$$

- l'ensemble des défauts de coaxialité entre la portée du manchon fileté recevant le cône centreur et les portées des roulements participant au guidage en rotation du rotor est estimé à $\varnothing\ 0,04\ \text{mm}$,
- le défaut de battement total sur le cône de centrage est donné sur le dessin de définition de cette pièce (figure 5),
- tous les autres défauts sont négligés.

III.A - Déports dûs à la déformation de l'arbre du rotor

Une modélisation du problème de mécanique des structures est proposée sur la figure 11.

L'arbre du rotor est assimilé à une poutre droite cylindrique de diamètre constant $d_a = 34\ \text{mm}$. Le poids de l'arbre est négligé. Le poids de la roue à équilibrer est noté $\overrightarrow{F_r}$.

III.A.1) Déterminer le type des sollicitations présentes dans l'arbre du rotor.

III.A.2) Tracer les diagrammes des efforts tranchants T_x et des moments de flexion M_y.

III.A.3) Calculer la contrainte normale maximale dans l'arbre. Conclure sur l'aptitude de l'arbre à soutenir la roue.

III.A.4) En acceptant l'expression de la flèche sous le point de chargement (point C) :

$$x_c = \frac{F_r \cdot b'^2 \cdot (a + b')}{3 \cdot E \cdot I},$$

avec E module d'élasticité longitudinale ; $E = 2,1 \cdot 10^5$ MPa et I moment quadratique de la section droite par rapport à un axe $(G, \vec{y})$, calculer la flèche sous le point de chargement (point C). Cette flèche a-t-elle une incidence sur les résultats de la mesure du «balourd» ?

III.B - Déports dûs aux défauts sur les pièces et dans les liaisons

III.B.1) Calculer le déport radial maximum possible, e_1, entre l'axe de l'alésage centreur de la roue et l'axe de rotation du rotor quand la roue est fixée sur l'équilibreuse et l'équilibrage terminé ; quelle est la position radiale du centre d'inertie de la roue à ce moment là ?

III.B.2) Calculer le déport radial e_2, maximum possible entre l'axe de l'alésage centreur de la roue et l'axe de rotation du moyeu de roue quand la roue est montée sur le véhicule.

L'ensemble des déports e_1 et e_2 se traduit, sur la roue montée sur le véhicule, par un défaut d'équilibrage que l'on assimilera à un défaut d'équilibrage statique (le centre d'inertie n'est plus sur l'axe de rotation). La masse de la roue est estimée à $m_r = 10,2$ kg.

III.B.3) Traduire ce défaut d'équilibrage sous la forme de deux masses identiques m_{i0} et m_{e0} au rayon $d/2$ (figure 2) et dans la direction de $\vec{x_r}$ puis calculer m_{i0}. Comparer cette valeur avec la valeur minimale admissible pour les masses additionnelles (5 g).

ANNEXES



Figure 1b :
Système de positionnement par cône de centrage

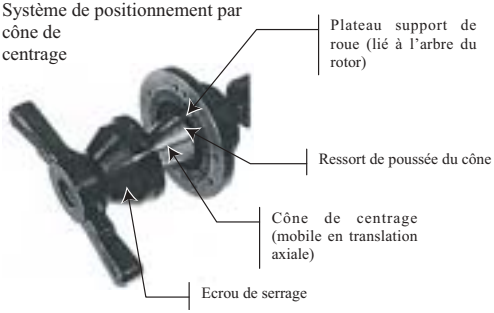


Figure 1c :
Système de positionnement et de serrage par vis et écrous

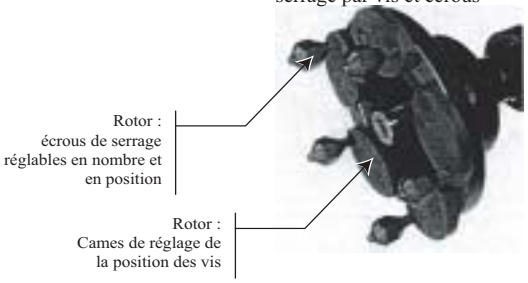
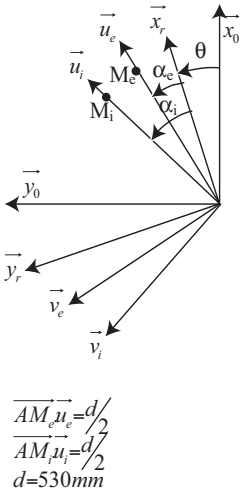


Tableau 1d : Caractéristiques techniques des équilibreuses 1611/1626/1627

Vitesse d'équilibrage	< 100 tr/min
Temps de mesure	environ 8 secondes
Précision	1 gramme
Tension d'alimentation	230 V monophasé ±10% 50/60 Hz
Puissance absorbée 1611 1626/1627	100 W 200 W
Niveau sonore en service	< 70 dB
Masse (1611/1626-1627)	60 kg/62 kg
Température normale d'utilisation	0° à 40° C
Gamme de jantes	
Diamètre (voitures, motos)	10'' à 24''
Largeur de roue maximum	19''
Masse maximale roue	70 kg

Figure 2



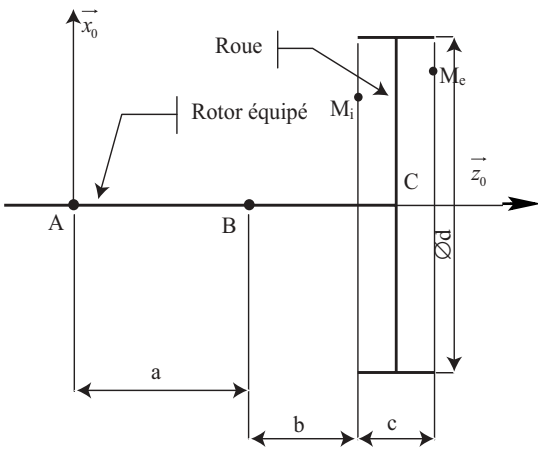
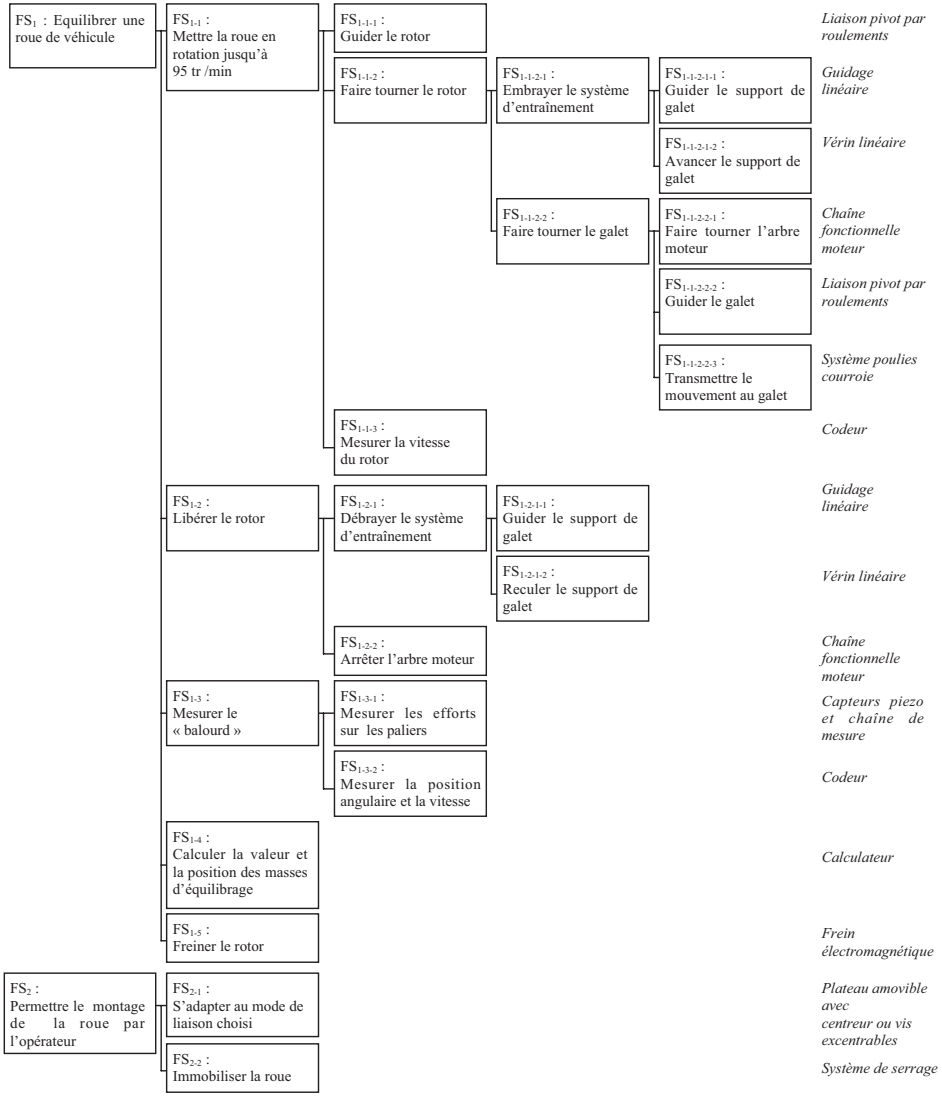


Figure 3 : Diagramme FAST partiel de l'équilibreuse de roues



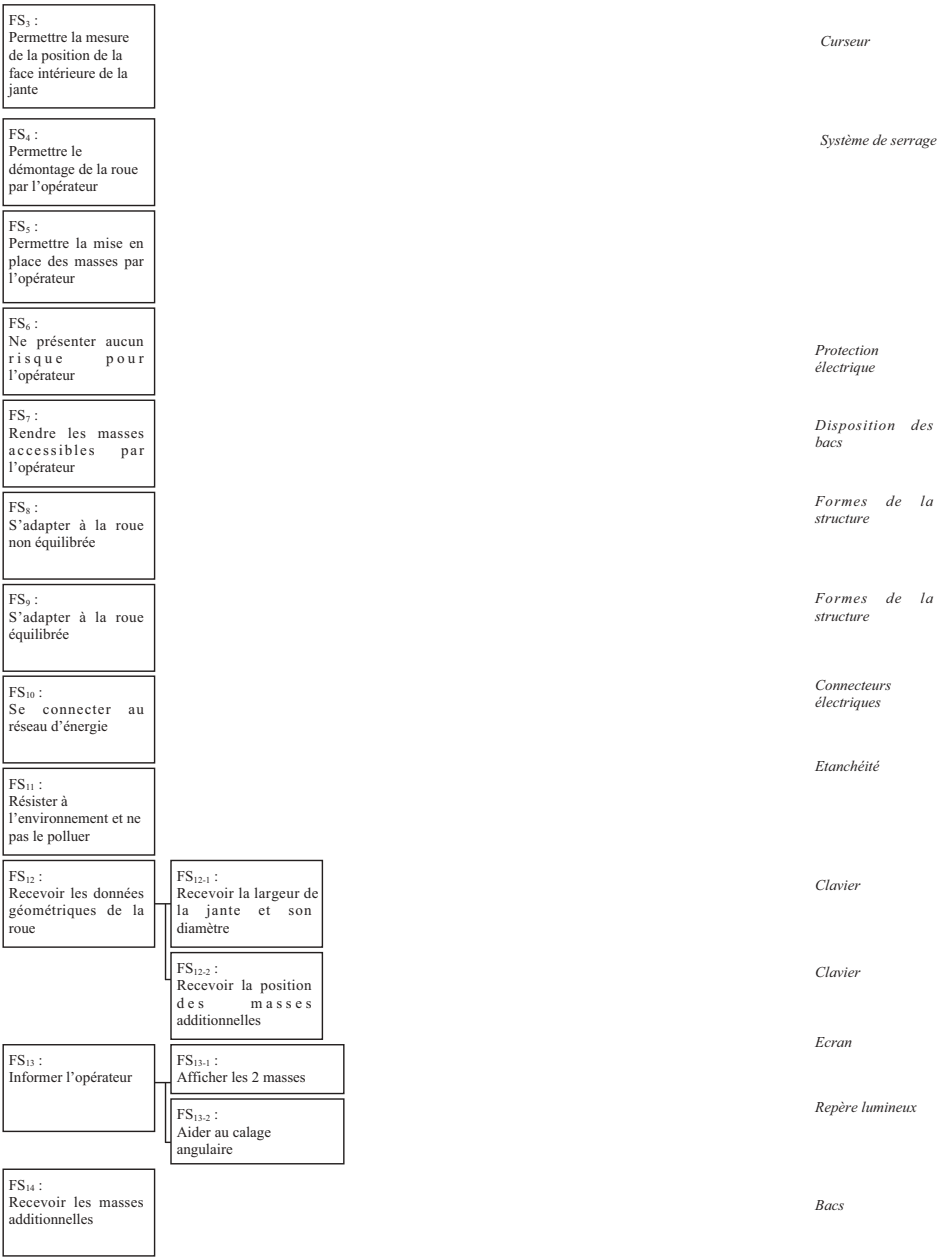

FS3 : Permettre la mesure de la position de la face intérieure de la jante
Curseur
FS4 : Permettre le démontage de la roue par l'opérateur
Système de serrage
FS5 : Permettre la mise en place des masses par l'opérateur
FS6 : Ne présenter aucun risque pour l'opérateur
Protection électrique
FS7 : Rendre les masses accessibles par l'opérateur
Disposition des bacs
FS8 : S'adapter à la roue non équilibrée
Formes de la structure
FS9 : S'adapter à la roue équilibrée
Formes de la structure
FS10 : Se connecter au réseau d'énergie
Connecteurs électriques
Etanchéité
FS11 : Résister à l'environnement et ne pas le polluer
FS12 : Recevoir les données géométriques de la roue
FS12-1 : Recevoir la largeur de la jante et son diamètre
Clavier
FS12-2 : Recevoir la position des masses additionnelles
Clavier
Ecran
FS13 : Informer l'opérateur
FS13-1 : Afficher les 2 masses
FS13-2 : Aider au calage angulaire
Repère lumineux
FS14 : Recevoir les masses additionnelles
Bacs

Figure 5 : Dessin de définition du centreur

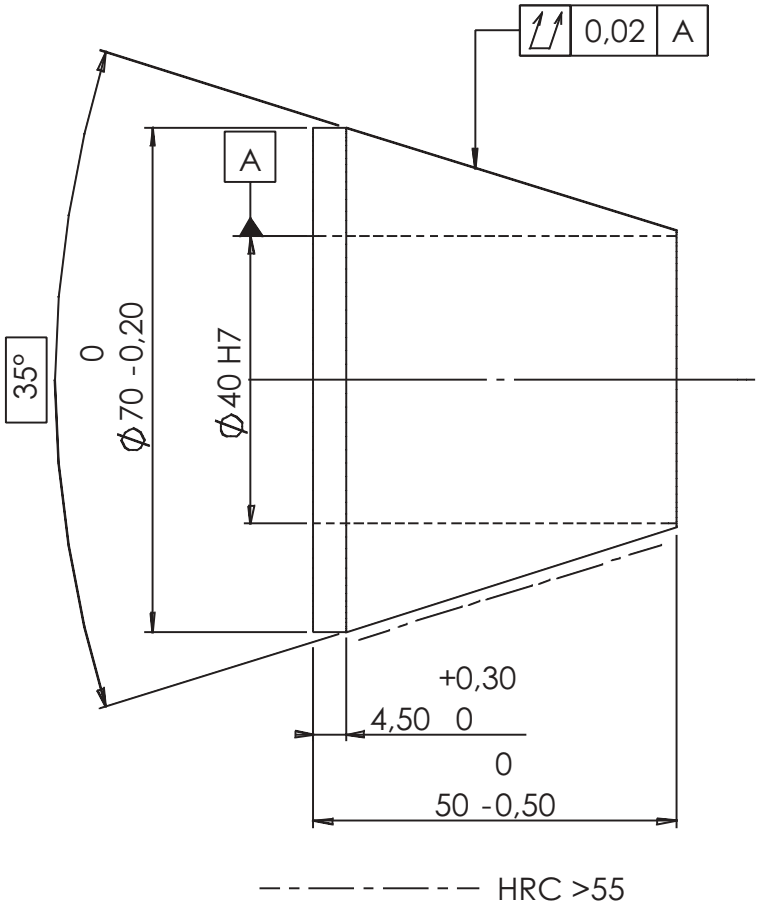
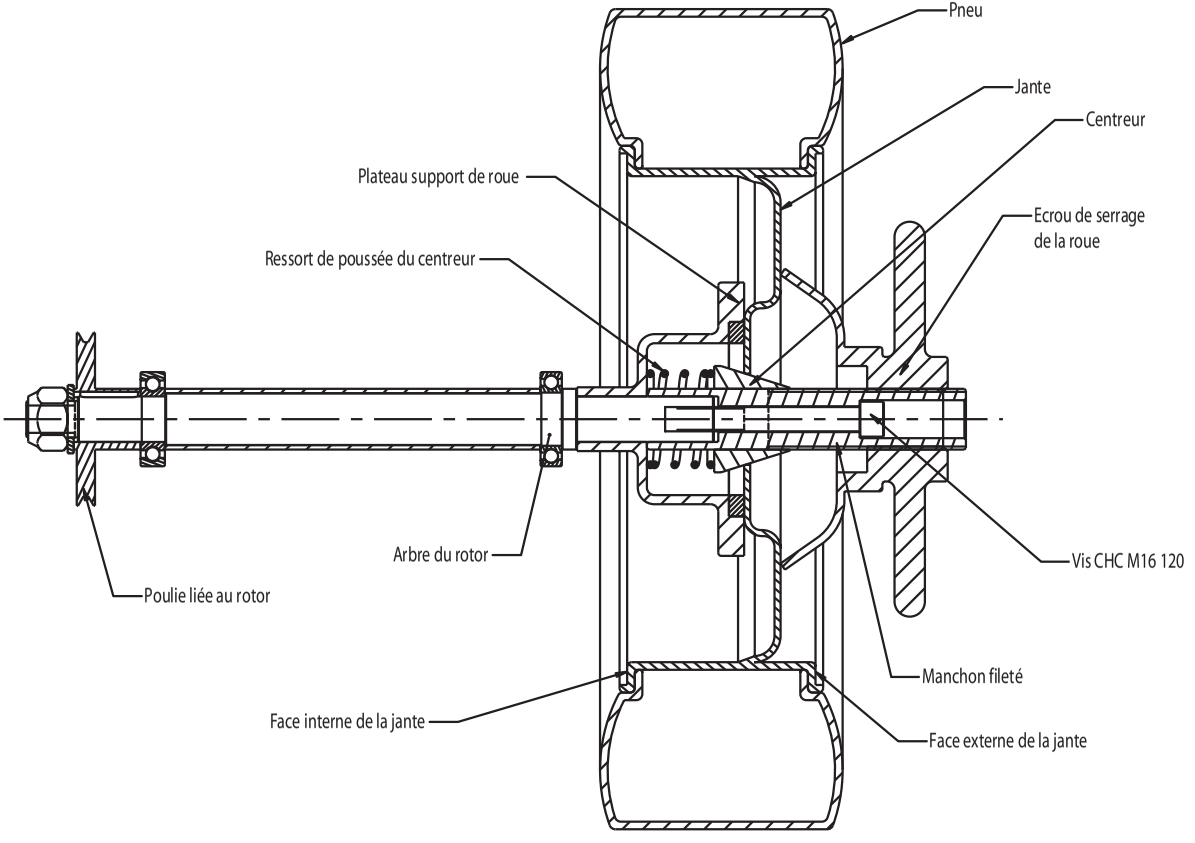


Figure 4 : Dessin d'ensemble partiel de l'extrémité du rotor recevant la roue



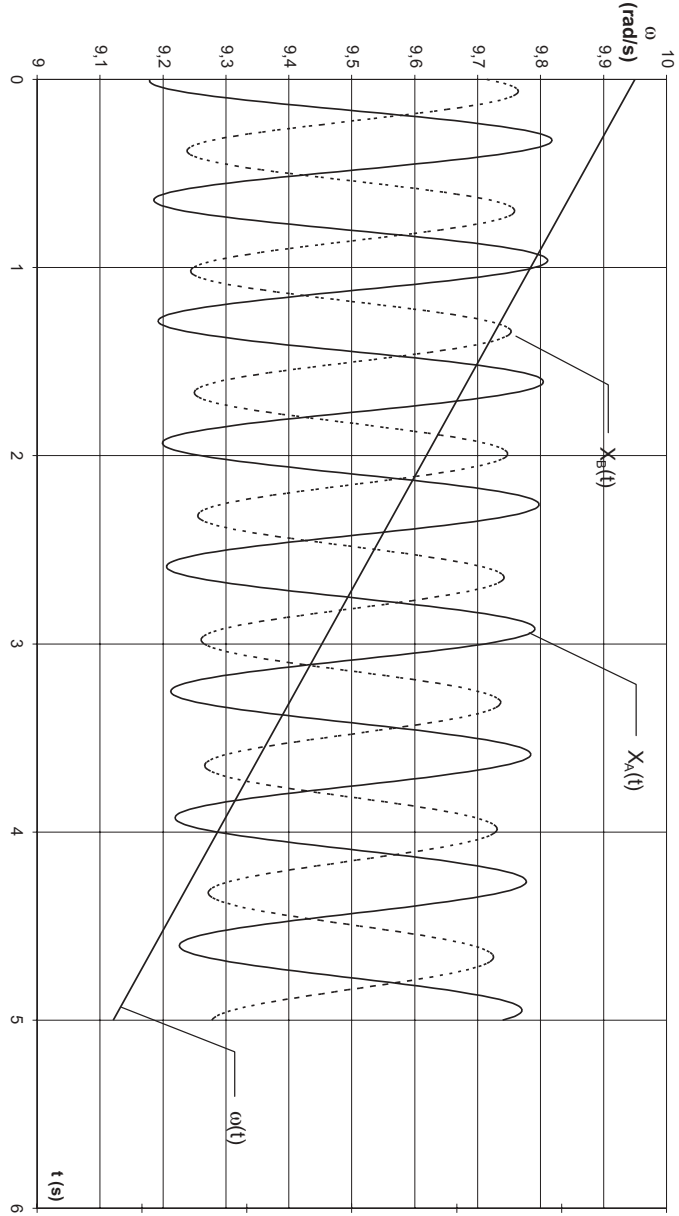

ω (rad/s)
10
9,9
9,8
9,7
9,6
9,5
9,4
9,3
9,2
9,1
9
0
1
2
3
4
5
6
t (s)
1,5
1
0,5
0
-0,5
-1
-1,5
X_A X_B (N)
X_B(t)
X_A(t)
ω(t)

Figure 7

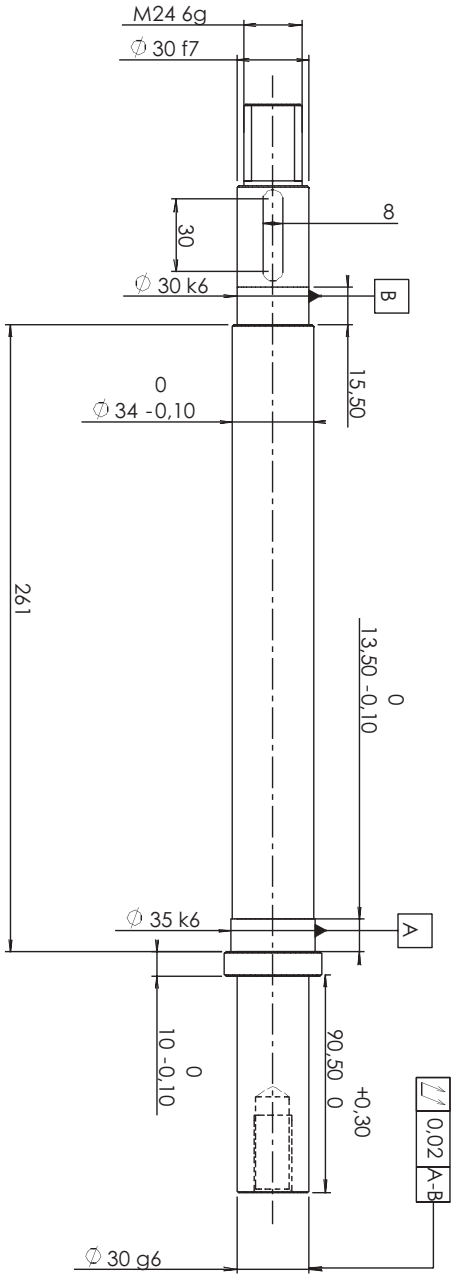


Figure 6 : Dessin de définition partiel du rotor

Figure 8

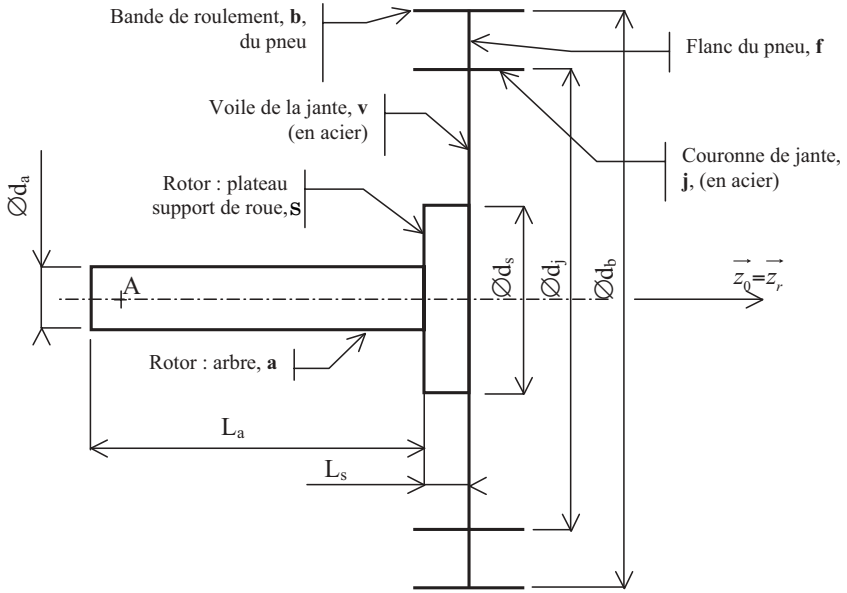


Figure 9a

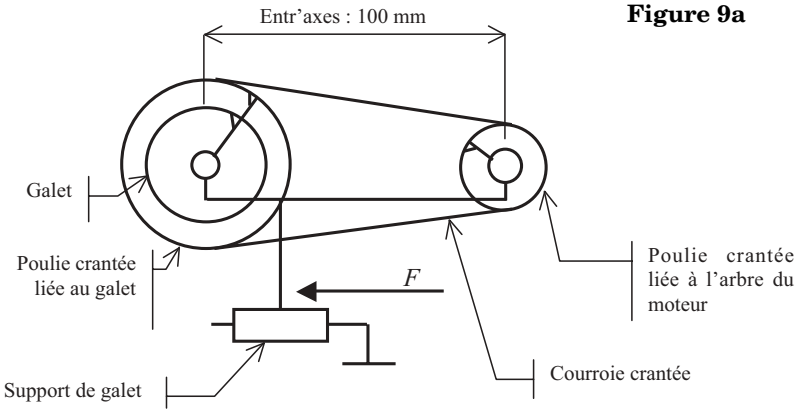
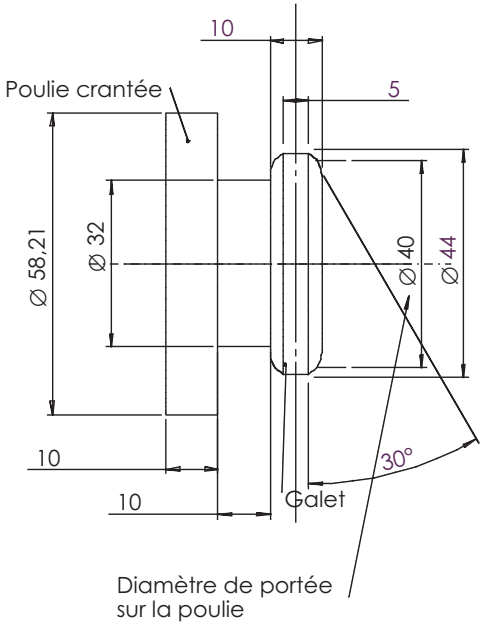


Figure 9b

Dessin de définition partiel du galet avec la poulie crantée



Dessin de définition partiel de la poulie liée au rotor

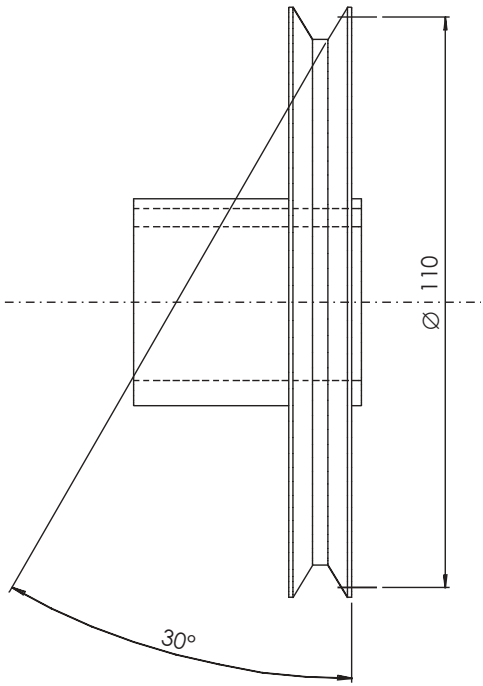
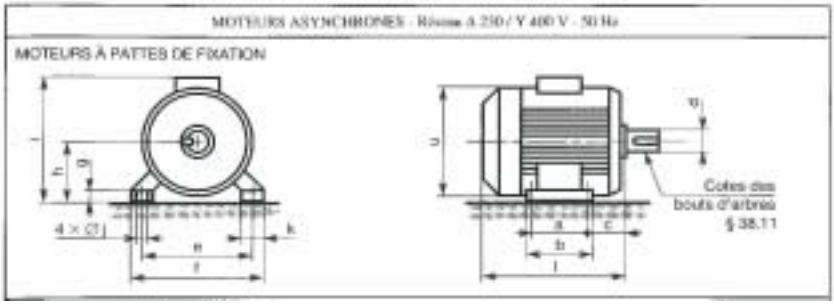


Figure 10a : Moteur d'entraînement du galet



a	b	c	d	e	f	g	h	i	j	k	l	u
80	97	40	11	100	115	8	63	181	7	24,5	172	124

Puissance nominale : 0,12 kW pour une fréquence de rotation de 1500 tr/min
0,18 kW pour une fréquence de rotation de 3000 tr/min

Moment d'inertie de l'arbre du moteur : $J_m = 0{,}3.10^{-3}$ kgm^2

Figure 10 b

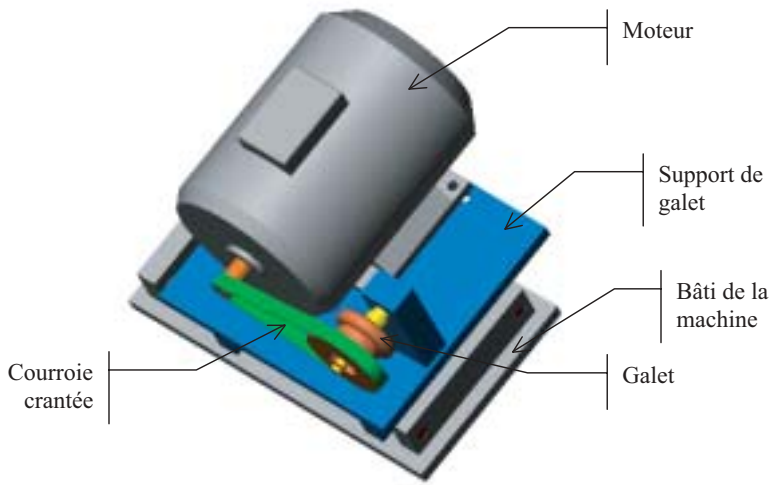
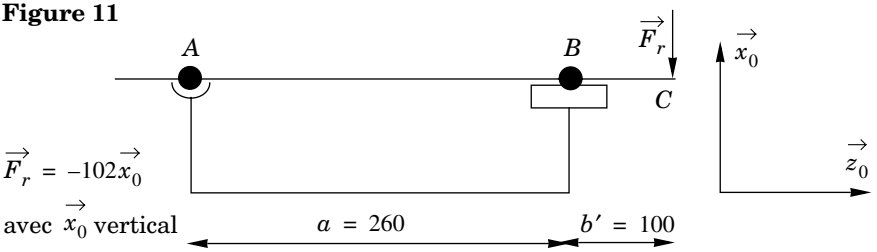


Figure 11



••• FIN •••

Prepa Help

prepahelp.com · classes préparatoires, Maroc et France

Travailler les chapitres de ce sujet

Prepa Help suit le programme de TSI chapitre par chapitre : cours détaillé, méthodes, pièges, exercices et problèmes corrigés pas à pas, tirés des concours. L'essai gratuit donne accès aux chapitres offerts de ta filière, sans carte bancaire.

Chapitres liés à ce sujet

, exigences et dissipations d'énergie

le solides : principe fondamental, stratégie d'isolement,

ntre c uygens

ue et dynamique, énergie cinétique, inertie équivalente

Ouvrir l'essai gratuit

Scanne le code ou clique sur le bouton.

prepahelp.com/#essai

Une question sur le concours ou sur ta filière :
écrire sur WhatsApp

Les autres années et épreuves : prepahelp.com/annales/centrale/tsi