

Proposition de corrigé

Concours : Banque PT

Année : 2023

Filière : PT

Épreuve : Sciences Industrielles C

Ceci est une proposition de corrigé des concours de CPGE, réalisée bénévolement par des enseignants de Sciences Industrielles de l'Ingénieur et d'Informatique, membres de l'[UPSTI](https://www.upsti.fr) (Union des Professeurs de Sciences et Techniques Industrielles), et publiée sur le site de l'association :

<https://www.upsti.fr/espace-etudiants/annales-de-concours>

A l'attention des étudiants

Ce document vous apportera des éléments de corrections pour le sujet traité, mais n'est ni un corrigé officiel du concours, ni un corrigé détaillé ou exhaustif de l'épreuve en question.

L'UPSTI ne répondra pas directement aux questions que peuvent soulever ces corrigés : nous vous invitons à vous rapprocher de vos enseignants si vous souhaitez des compléments d'information, et à vous adresser à eux pour nous faire remonter vos éventuelles remarques.

Licence et Copyright

Toute représentation ou reproduction (même partielle) de ce document faite sans l'accord de l'UPSTI est **interdite**. Seuls le téléchargement et la copie privée à usage personnel sont autorisés (protection au titre des [droits d'auteur](#)).

En cas de doute, n'hésitez pas à nous contacter à : corrigesconcours@upsti.fr.

Informez-vous !

Retrouvez plus d'information sur les [Sciences de l'Ingénieur](#), l'[orientation](#), les [Grandes Ecoles](#) ainsi que sur les [Olympiades de Sciences de l'Ingénieur](#) et sur les [Sciences de l'Ingénieur au Féminin](#) sur notre site : www.upsti.fr

L'équipe UPSTI

Robot de soutien technique polyvalent COLOSSUS

Corrigé UPSTI

I - Partie 1 : Vérification des performances du robot

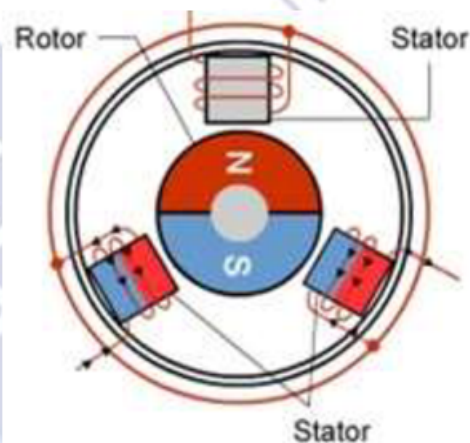
Question I.1 : Décrire le principe de fonctionnement d'un moteur brushless à aimants permanents.

Le moteur brushless (sans balais) est constitué :

- D'un rotor muni d'un aimant permanent,
- D'un stator muni d'un nombre p de paires de bobines pour chacune des trois phases.

L'alimentation des bobines au stator à l'aide de trois tensions déphasées de $2\pi/3$ produit un champ statorique tournant.

Le champ rotorique produit par l'aimant permanent suit le champ statorique tournant avec un déphasage constant lié au couple fourni par le moteur.



Question I.2 : Quels sont les avantages et les inconvénients de ce type de moteur par rapport à un moteur à courant continu ?

Avantages :

Un moteur brushless est un moteur synchrone. La vitesse de rotation du rotor est celle du champ tournant. Ce moteur est donc précis en vitesse. Dans le cas d'un moteur à courant continu, l'erreur de vitesse est liée au couple fourni par le moteur.

Ce moteur ne comporte pas de balais qui limitent la durée de vie du moteur à courant continu.

Inconvénients :

Pour fonctionner en variation de vitesse, le moteur doit être associé à une boucle d'asservissement du champ statorique par rapport à la position du rotor pour que le moteur ne décroche pas.

Ce moteur ne démarre pas sous charge si on l'alimente avec des tensions de fréquence constante.

Question I.3 : Justifier l'usage d'un capteur angulaire pour assurer le fonctionnement interne du moteur brushless.

Pour asservir l'orientation du champ statorique par rapport à l'orientation du champ rotorique, il est nécessaire de mesurer la position angulaire du rotor. Par ailleurs, il est nécessaire d'optimiser l'angle de déphasage (proche de $\pi/2$) entre les deux champs pour obtenir le couple électromagnétique maximal en minimisant l'intensité du courant absorbé.

Question I.4 : À partir de vos connaissances et de la documentation du constructeur, en particulier des signaux de sorties E_{s1-s3} et E_{s2-s4} , justifier s'il s'agit d'un capteur absolu ou relatif, analogique ou numérique.

Le capteur fournit des signaux continus E_{s1-s3} et E_{s2-s4} qui sont des fonctions continues du temps et de l'angle θ à mesurer. C'est donc un capteur analogique.

L'alimentation du capteur produit deux signaux harmoniques E_{s1-s3} et E_{s2-s4} dont l'amplitude dépend respectivement de $\cos \theta$ et de $\sin \theta$. A chaque position θ correspond une combinaison de ces deux amplitudes. C'est donc un capteur absolu.

Question I.5 : Valider le choix du moteur PMS 120 au regard de la puissance « motrice » à l'horizontale (items {vitesse} et {capacité de traction et de poussée}) (document ressource I).

On isole l'ensemble robot : pièces mobiles de la chaîne cinématique et châssis.

On fait l'hypothèse d'un déplacement à vitesse constante sur un plan horizontal.

On fait l'hypothèse que la chaîne cinématique a un rendement unitaire.

Le théorème de l'énergie cinétique appliqué au robot permet d'écrire :

Il y a deux moteurs. $\rightarrow 2.P_{\text{moteur}} + \underbrace{P_{\text{ext} \rightarrow \text{robot}}}_{-F.V} = \underbrace{\frac{dE_c}{dt}(\text{robot}/R_g)}_{=0}$

Puissance développée par l'effort extérieur F pour une vitesse de déplacement V . $\rightarrow$ Déplacement à vitesse constante V .

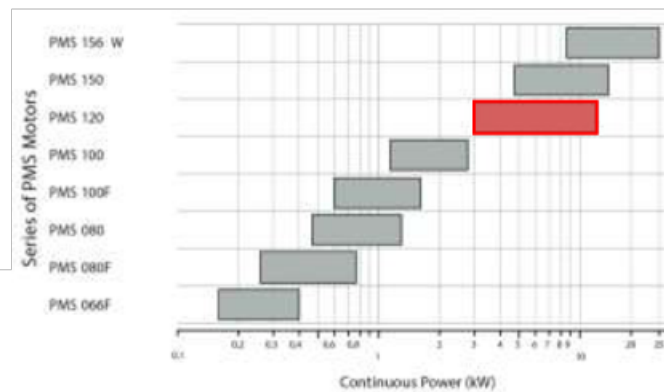
On en déduit que : $\boxed{P_{\text{moteur}} = \frac{F.V}{2}}$ (F en N , V en m/s et P_{moteur} en W)

Application numérique :

On a : $V = 6 \text{ km/h}$ soit $V = \frac{6.10^3 \text{ m}}{3.6.10^3 \text{ s}} = \frac{6}{3,6} = \frac{6.10}{36} = \frac{10}{6} \approx 1,66 \text{ m.s}^{-1}$ et $F \approx 10^4 \text{ N}$ correspondant à une poussée de « 1 tonne ».

$$P_{\text{moteur}} \approx \frac{1,66.10^4}{2} = 0,833.10^4 \Rightarrow \boxed{P_{\text{moteur}} = 8330 \text{ W} = 8,33 \text{ kW}}$$

Conclusion : D'après le document ressource III, la puissance mécanique que peut fournir le moteur PMS 120 se situe entre 3 kW et 12 kW (16,9 kW au maximum d'après le tableau des caractéristiques techniques du moteur PMS 120).



Le choix du moteur est, par conséquent, validé.

Question I.6 : Expliquer pourquoi les packs de batterie doivent être montés en parallèle.

Associer les batteries en parallèle permet de changer un bloc de batterie à chaud.

Ce type d'association permet également de sommer les intensités fournies par chaque batterie afin de sommer les puissances fournies par chacune d'elle.

On a, en effet : $I_{nom}^{tot} = n \cdot I_{nom}$ (système comporte $n = 6$ batteries) pour une association en parallèle.

La puissance nominale absorbée par les 2 moteurs est celle fournie par les batteries. Elle est donnée par :

$$2 \cdot P_{moteur} = P_{nom} = U_{nom} \cdot I_{nom}^{tot}. \text{ On en déduit que : } P_{moteur} = \frac{1}{2} U_{nom} \cdot I_{nom}^{tot} = \frac{1}{2} n U_{nom} \cdot I_{nom} \Rightarrow I_{nom} = \frac{2 \cdot P_{moteur}}{n U_{nom}}$$

Application numérique :

On a : $U_{nom} = 48 \text{ V}$, $P_{moteur} = 8330 \text{ W}$, $n = 6$ batteries.

$$I_{nom} = \frac{2 \cdot 8330}{6 \cdot 48} = \frac{8330}{3 \cdot 6 \cdot 8} = \frac{4165}{3 \cdot 3 \cdot 8} \approx \frac{520}{3 \cdot 3} \Rightarrow I_{nom} \approx 58 \text{ A}$$

L'intensité demandée à chaque batterie est compatible avec l'intensité de décharge de chaque batterie (60 A).

Question I.7 : Déterminer les valeurs de x et y afin que les packs de batterie soient adaptés au choix du moteur et à la puissance motrice à l'horizontale demandée.

On souhaite une batterie dont la tension nominale est : $U_{nom} = 48 \text{ V}$ et l'intensité nominale est : $I_{nom} = 60 \text{ A}$.

Si on souhaite utiliser les cellules avec un courant de décharge $I_{nom}^{cellule} \approx 6 \text{ A}$ (valeur retenue pour 6500 mA dans

le tableau de décharge du Document Ressource V). Le nombre de cellules à associer en parallèle est : $y = \frac{I_{nom}}{I_{cellule}^{nom}}$.

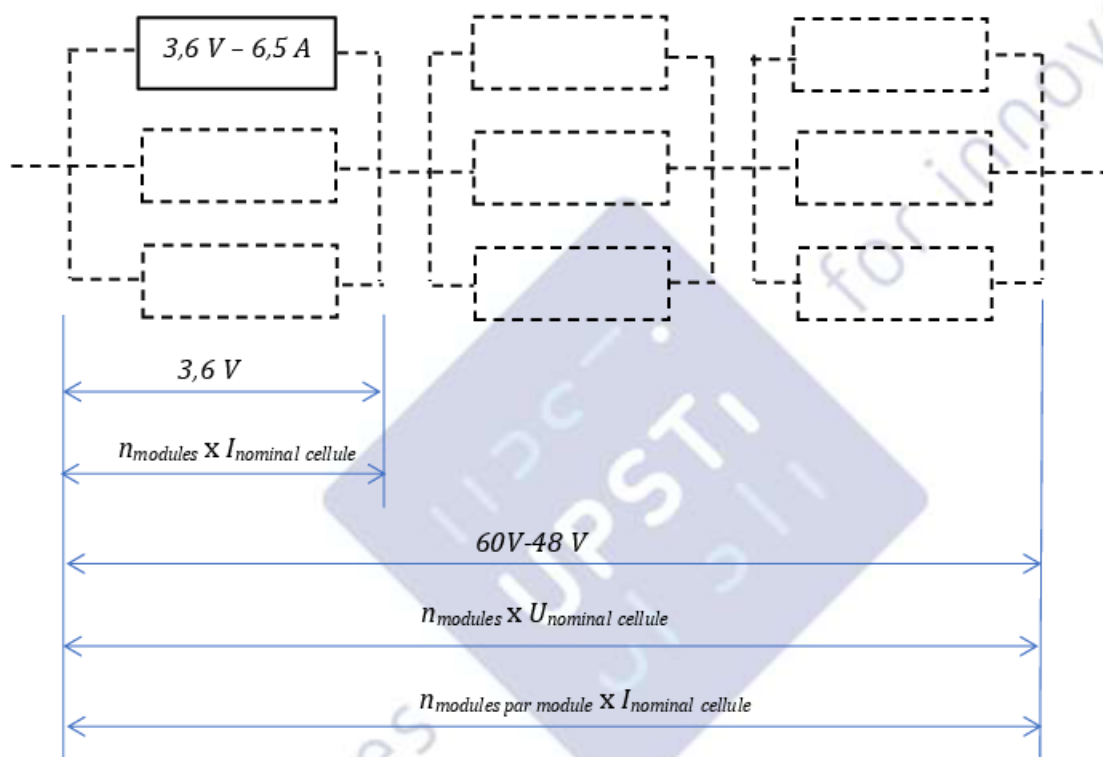
Application numérique : $y = \frac{60}{6} \Rightarrow y = 10 \text{ cellules en parallèle}$

Si on souhaite utiliser les cellules avec une tension $U_{nom}^{cellule} \approx 3,6 \text{ V}$.

Le nombre de modules à associer en série : $x = \frac{U_{nom}}{U_{nom}^{cellule}}$.

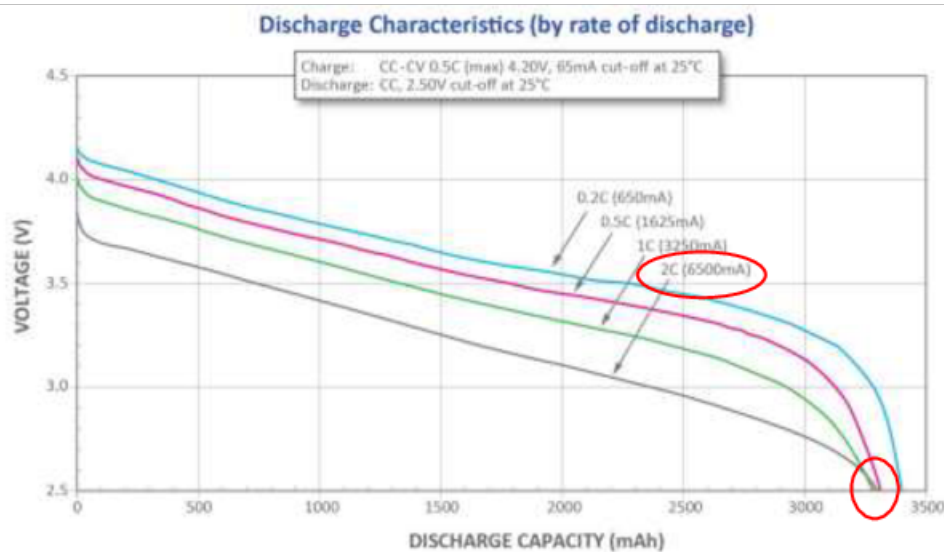
Application numérique : $x = \frac{48}{3,6} = \frac{4}{0,3} = \frac{4}{3} \cdot 10 \Rightarrow x = 13,3 \Rightarrow x \approx 14 \text{ modules en série}$

La désignation du pack batterie : 14S10P.



Question I.8 : Estimer son autonomie dans le cas où les batteries sont exploitées au courant de décharge de niveau 2C (6500 mA).

Si la décharge est réalisée suivant la courbe 2C (6500 mA), la capacité des cellules est de 3,3 Ah (valeur prise en fin de courbe de décharge sur le Document Ressource V).



On sait que la charge Q (en Ah) que peut fournir la batterie pendant une durée Δt : $Q = I \Delta t$ avec I l'intensité débitée (en A).

On en déduit que : $\Delta t = \frac{Q}{I}$.

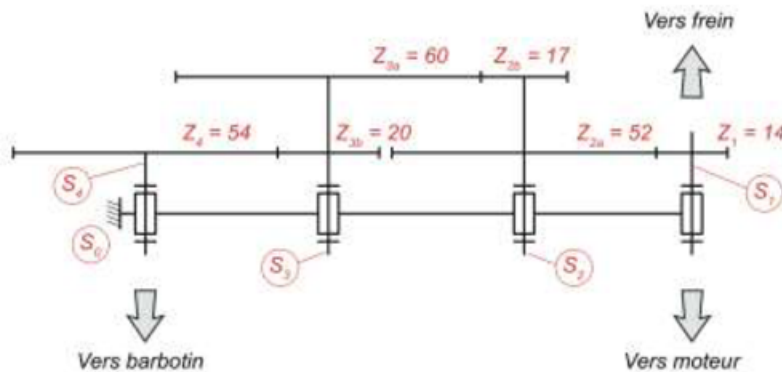
Application numérique : On a $I = 6,5$ A et $Q = 3,3$ Ah.

On a : $\Delta t = \frac{3,3}{6,5} \approx \frac{3,3}{6,6} = \frac{1}{2} \Rightarrow \Delta t \approx 0,5 \text{ h} = 30 \text{ min}$ pour l'autonomie de la batterie.

II. Partie 2 : Transmission de puissance

Question II.1 : Donner l'expression littérale du rapport des vitesses $\omega_{4/0}/\omega_{1/0}$ (voir document ressource VII) en fonction des différents nombres de dents notés Z_i .

Le réducteur est un réducteur à train simple d'engrenages. Le rapport de réduction cinématique est le produit des rapports de réduction de chaque étage.



$$\frac{\omega_{4/0}}{\omega_{1/0}} = \left(\frac{\omega_{4/0}}{\omega_{3/0}} \right) \left(\frac{\omega_{3/0}}{\omega_{2/0}} \right) \left(\frac{\omega_{2/0}}{\omega_{1/0}} \right) \Rightarrow \frac{\omega_{4/0}}{\omega_{1/0}} = \left(-\frac{Z_{3b}}{Z_4} \right) \left(-\frac{Z_{2b}}{Z_{3a}} \right) \left(-\frac{Z_1}{Z_{2a}} \right) \Rightarrow \frac{\omega_{4/0}}{\omega_{1/0}} = -\frac{Z_{3b} Z_{2b} Z_1}{Z_4 Z_{3a} Z_{2a}}$$

Question II.2 : Ce rapport est-il numériquement compatible (à 10 % près) avec l'exigence de vitesse du robot et le choix du moteur (voir Partie I) ? Justifier la réponse.

On a : $\frac{\omega_{4/0}}{\omega_{1/0}} = -\left(\frac{20}{54} \right) \left(\frac{17}{60} \right) \left(\frac{14}{52} \right) = -\frac{1.17.7}{54.3.26} = -\frac{119}{54.78} \approx -\frac{120}{54.78} = -\frac{20}{54.13} = -\frac{10}{27.13} = -\frac{10}{351} \approx -\frac{10}{350} = -\frac{1}{35}$

D'où : $\frac{\omega_{4/0}}{\omega_{1/0}} \approx -2,85.10^{-2}$ (sans unité).

On veut que le robot se déplace à une vitesse : $V = 6 \text{ km/h} = \frac{6.10^3}{3.6.10^3} \text{ m/s} = \frac{6}{3.6} = \frac{1}{0.6} = \frac{10}{6} = \frac{5}{3} \text{ m/s}$.

La vitesse de rotation de la roue ω_r est liée à la vitesse V par la relation : $V = R.\omega_r \Rightarrow \omega_r = \frac{V}{R}$ où R est le rayon de

la roue. Le Document Ressource II donne la valeur du diamètre de la roue : 250 mm, d'où : $R = \frac{0,25}{2} = 0,125 \text{ m}$.

On en déduit que : $\omega_r = \frac{5}{3.0,125} = \frac{1}{3.0,025} = \frac{1}{0,075} \text{ rad/s}$

La vitesse de rotation du moteur est donnée par : $\omega_m = \frac{2\pi.N_m}{60}$ avec $N_m = 4500 \text{ tr/min}$ (d'après le Document ressource II).

On obtient : $\omega_m = \frac{2\pi \cdot 4500}{60} = \frac{2\pi \cdot 450}{6} \approx 1,05 \cdot 450 = 10,5 \cdot 45 = 450 + 22,5 = 472,5 \text{ rad/s}$.

Le rapport de réduction du réducteur est donné par :

$$\left| \frac{\omega_{4/0}}{\omega_{1/0}} \right| = \frac{\omega_r}{\omega_m} = \frac{1}{0,075 \cdot 472,5} = \frac{1}{35,4} \approx 2,85 \cdot 10^{-2} \text{ (sans unité)}.$$

Le rapport de réduction est compatible avec l'exigence de vitesse du robot.

Question II.3 : Expliquer pourquoi le dimensionnement a été fait sur la roue dentée de sortie et pas sur l'entrée.

Pour le réducteur, le couple sur l'arbre de sortie est plus important que le couple sur l'arbre d'entrée. L'effort supporté par les dents pour l'engrènement entre de la roue repère 4 et le pignon 3b sera plus important que sur les autres engrènements.

Question II.4 : Estimer numériquement la composante tangentielle T_{s_max} transmise entre les roues dentées 3b et 4 lors de la transmission de ce couple.

Le couple de sortie C_{S_max} s'exerce sur la roue 4. Il est donné par la relation suivante : $C_s = T_{S_max} \frac{d_{p4}}{2}$

La composante tangentielle $T_{S_max} = \frac{2C_s}{d_{p4}}$ est donnée par : $T_{S_max} = \frac{2C_s}{d_{p4}}$ où d_{p4} désigne le diamètre primitif de la roue 4. D'autre part, on a : $d_{p4} = m_0 Z_4$. On en déduit que :

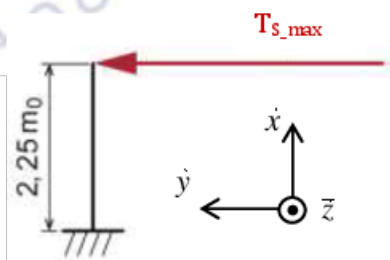
$$T_{S_max} = \frac{2C_{S_max}}{m_0 Z_4}$$

Application numérique : On a : $m_0 = 3 \text{ mm}$, $Z_4 = 54 \text{ dents}$, $C_{S_max} = 650 \text{ Nm}$.

$$\text{On a : } T_{S_max} = \frac{2 \cdot 650 \cdot 10^3}{3 \cdot 54} = \frac{650}{3 \cdot 27} 10^3 = \frac{65}{3 \cdot 27} 10^4 = \frac{65}{81} 10^4 \approx \frac{64}{80} 10^4 = \frac{8}{10} 10^4 \Rightarrow T_{S_max} \approx 8 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$\dot{x}$

Question II.5 : Montrer que la contrainte normale maximale peut s'exprimer selon la formule donnée sur le document ressource VIII.

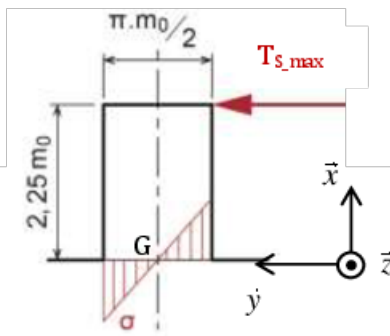


Le moment de flexion M_f est maximal au niveau de l'encastrement. Il est donné par la relation : $M_f^{\max} = 2,25 \cdot m_0 \cdot T_{S_max}$

La contrainte de flexion pour la section où se situe le maximum de M_f est

$$\text{donnée par : } \sigma(y) = \frac{M_f^{\max}}{I_{Gz}} y.$$

($\sigma(y)$ en MPa, $M_f^{\max}$ en N.mm, I_{Gz} en mm⁴ et y en mm).



La contrainte maximale est obtenue pour : $y_{\max} = \frac{\left(\frac{\pi m_0}{2}\right)}{2} = \frac{\pi m_0}{4}$.

Le moment quadratique de la section par rapport à $(G, \vec{z})$ est donné par :

$$I_{Gz} = \frac{bh^3}{12} = \frac{b}{12} \left(\frac{\pi m_0}{2} \right)^3 = \frac{b(\pi m_0)^3}{12.8}$$

On obtient alors :
$$\sigma_{\max} = \frac{M_f^{\max}}{I_{Gz}} y_{\max} = \frac{2,25 m_0 \cdot T_{S_{\max}} \cdot \pi m_0}{\frac{b(\pi m_0)^3}{12.8} \cdot 4} = \frac{2,25 \pi \cdot m_0^2 \cdot T_{S_{\max}}}{\frac{b(\pi m_0)^3}{3.8}} = \frac{2,25 \cdot 3.8 \cdot \pi \cdot m_0^2 \cdot T_{S_{\max}}}{b(\pi m_0)^3}$$

D'où :
$$\sigma_{\max} = \frac{2,25 \cdot 3.8 T_{S_{\max}}}{b \pi^2 m_0} \Rightarrow \sigma_{\max} = \frac{54 \cdot T_{S_{\max}}}{b \cdot \pi^2 \cdot m_0}$$
 (Relation conforme à celle proposée sur le Document Ressource VIII).

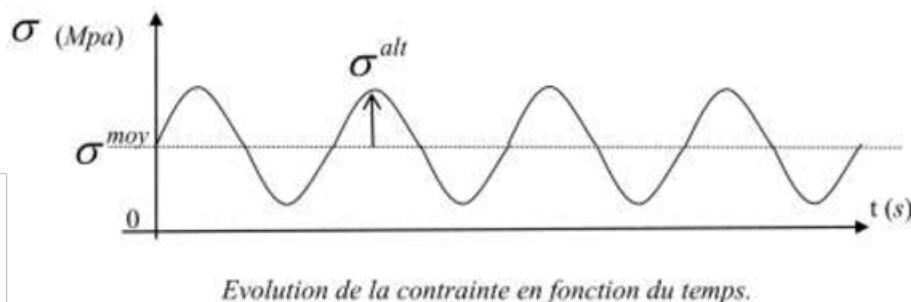
Question II.6 : Cette contrainte semble-t-elle acceptable du point de vue de la limite élastique d'un acier ? Justifier la réponse.

Le calcul donne une contrainte normale maximale : $\sigma_{\max} = 450 \text{ MPa}$. Cette contrainte ne doit pas dépasser la limite d'élasticité par extension R_e de l'acier, en tenant compte d'un facteur de sécurité s . On doit vérifier la relation : $s \cdot \sigma_{\max} \leq R_e$ (s est sans unité, $\sigma_{\max}$ et R_e sont exprimés en MPa).

Cette limite d'élasticité varie suivant la nuance de l'acier et les traitements thermiques appliqués. L'ordre de grandeur de cette limite d'élasticité varie de 250 MPa à 500 MPa sans traitements thermiques et jusqu'à 1000 MPa avec traitements thermiques. La valeur de contrainte semble, par conséquent, acceptable.

Question II.7 : Rappeler ce qu'est le phénomène de fatigue d'un matériau.

La fatigue est un phénomène d'endommagement des matériaux constitutifs des structures soumises à des efforts dont l'amplitude varie dans le temps (efforts dits cycliques). Il conduit à l'amorçage de fissures, à leur propagation puis à la rupture de la structure. Ce phénomène peut se produire même si les contraintes restent inférieures à la limite d'élasticité.



Pour caractériser l'endurance d'un matériau, on utilise des essais de flexion alternée (σ_{moy} nulle). On relève le nombre de cycles nécessaire pour obtenir la rupture de l'éprouvette pour un amplitude de contrainte σ^{alt} donnée.

Cette caractéristique qui n'est pas déterministe, est décrite par le diagramme de Wöhler.

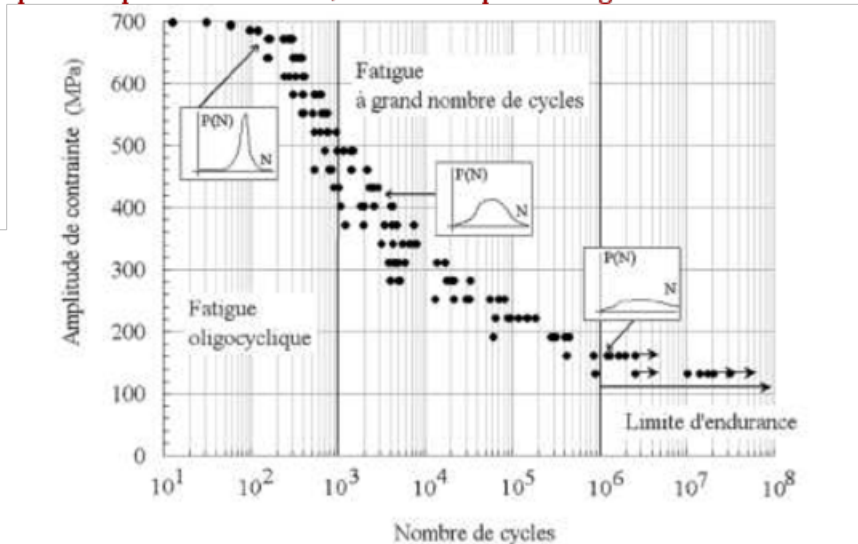


Diagramme d'endurance à contrainte moyenne donnée ou de courbe Wöhler.

Question II.8 : Relier, en précisant la démarche de calcul, le couple transmissible par adhérence sur la couronne de contact avec l'effort presseur total P exercé par les vis et des dimensions jugées utiles. On supposera pour cela une pression de contact uniforme et on négligera la présence des trous de vis dans la couronne et des chanfreins.

L'effort presseur P (en N) s'exerce sur un disque de diamètre extérieur D (en mm) et de diamètre intérieur d (en mm). Il engendre une pression de contact p_u (en MPa) supposée uniforme donnée par la relation :

$$P = \iint_{\text{Disque}} p_u \, ds = p_u \iint_{\text{Disque}} ds = p_u \cdot S \Rightarrow p_u = \frac{P}{S}$$

où S désigne l'aire du disque avec : $S = \frac{\pi \cdot D^2}{4} - \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)$. On obtient : $p_u = \frac{4 \cdot P}{\pi (D^2 - d^2)}$.

L'effort normal élémentaire en un point de la surface de contact est donné par : $dN = p_u \, ds$

L'effort tangentiel élémentaire issu de la relation de Coulomb à la limite du glissement : $dN = f \, dN$ où f est le facteur de frottement.

Le couple élémentaire dC engendré par l'effort tangentiel à une distance r du centre du disque est donné par :

$$dC = r \cdot f \cdot dN = r \cdot f \cdot p_u \, ds$$

Le couple C transmis par adhérence est donné par :

$$C = \iint_{\text{Disque}} r \cdot f \cdot p_u \, ds = p_u \cdot f \iint_{\text{Disque}} r \, ds = p_u \cdot f \int_0^{2\pi} \int_{d/2}^{D/2} r \cdot (r \cdot dr \cdot d\theta) = p_u \cdot f \left[\theta \right]_0^{2\pi} \left[\frac{r^3}{3} \right]_{d/2}^{D/2} = \frac{2}{3} \pi p_u \cdot f \left[\left(\frac{D}{2} \right)^3 - \left(\frac{d}{2} \right)^3 \right]$$

$$\Rightarrow C = \frac{2}{3 \cdot 2^3} \pi \cdot p_u \cdot f (D^3 - d^3) = \frac{1}{12} \pi \cdot p_u \cdot f (D^3 - d^3)$$

En remplaçant p dans l'expression de C , on obtient :

$$C = \frac{1}{12} \pi \frac{4P}{\pi (D^2 - d^2)} f (D^3 - d^3) \Rightarrow C = \frac{1}{3} P f \frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2}$$

Question II.9 : Choisir la classe et le nombre n de vis M8 à utiliser (**document ressource X**) tout en se limitant à 10 vis maximum pour des raisons de montage.

L'effort F (en N) supporté par chaque vis est donné par : $F = \frac{P}{n}$ où n est le nombre de vis et P est l'effort presseur total (en N).

Cet effort F ne doit pas dépasser la charge d'épreuve F_p pour une classe de qualité (classe de résistance) donnée par : $F \leq F_p$.

Par conséquent, il faut que : $\frac{P}{n} \leq F_p \Rightarrow n \geq \frac{P}{F_p}$ (nombre minimal de vis). Ce nombre ne doit pas excéder 10 vis.

Le calcul du nombre minimum de vis H-M8 est donné avec $P = 140\,000N$, en fonction de la classe de qualité, dans le tableau suivant.

Classe de qualité	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8	9.8	10.9	12.9
Charge d'épreuve calculée (en N)	8240	11400	10200	13900	16100	21200	23800	30400	35500
Calcul de n minimum	17	13	14	11	9	7	6	5	4

Choix possibles du nombre de vis H-M8 en fonction de leur classe de qualité.

Question II.10 : Rappeler la signification de la classe d'une vis, par exemple « 6.4 ».

Plus la classe de qualité $s.y$ de l'acier d'une vis est élevée, plus le matériau est résistant. Elle permet de caractériser :

- La limite à la rupture en traction est donnée par le premier chiffre :

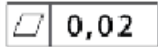
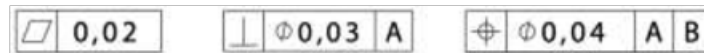
$$R_r = s.100 \Rightarrow R_r = 6.100 \Rightarrow R_r = 600MPa.$$

- La limite d'élasticité en traction est donnée par les deux chiffres :

$$R_e = s.y.10 \Rightarrow R_e = 6.4.10 \Rightarrow R_e = 240MPa.$$

III. Partie 3 : Industrialisation du demi-carter extérieur

Question III.1 : Expliciter les spécifications géométriques suivantes à l'aide des « fiches GPS » du document réponse :



Type de spécification : Forme. Planéité.

Éléments non idéaux :

Élément(s) tolérancé(s) : Unique. Surface réputée plane.

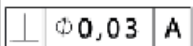
Élément(s) de référence : Aucun.

Éléments non idéaux :

Référence(s) spécifiée(s) : Aucune.

Zone de tolérance : Simple. Comprise entre deux plans parallèles distants de 0,02 mm.

Contrainte : Aucune.



Type de spécification : Orientation. Perpendicularité.

Éléments non idéaux :

Élément(s) tolérancé(s) : Unique. Ligne réputée rectiligne, axe réel d'une surface réputée cylindrique.

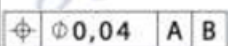
Élément(s) de référence : Unique. Surface réputée plane.

Éléments non idéaux :

Référence(s) spécifiée(s) : Simple. Plan A, tangent extérieur matière, minimisant les écarts : critère min-max.

Zone de tolérance : Simple. Limitée par un cylindre de diamètre 0,03 mm.

Contrainte : L'axe de la zone de tolérance est perpendiculaire au plan de référence A.



Type de spécification : Position. Localisation.

Éléments non idéaux :

Élément(s) tolérancé(s) : Unique. Ligne réputée rectiligne, axe réel d'une surface réputée cylindrique.

Élément(s) de référence : Multiples. Surface réputée plane A et deux surfaces réputées cylindriques B.

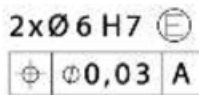
Éléments non idéaux :

Référence(s) spécifiée(s) : Système. Plan A, tangent extérieur matière, minimisant les écarts : critère min-max. Référence B : ensemble de deux droites, contraintes perpendiculaires à A, distantes de 467 mm, axes des cylindres associés par le critère min max.

Zone de tolérance : Simple. Limitée par un cylindre de diamètre 0,04 mm.

Contrainte : L'axe de la zone de tolérance est perpendiculaire au plan de référence A. Il est contraint en position par les dimensions théoriques : 6 et 206.

Question III.2 : Justifier le besoin fonctionnel de chacune des deux spécifications dimensionnelle et géométrique suivantes.



La spécification dimensionnelle $\phi 6 H7 = \phi 6^{+0,012}_{+0}$ sert à garantir qu'un pion va rentrer dans le perçage. On va donc limiter les défauts dimensionnels ($6 < d < 6,012$) et une partie de l'impact des défauts de forme grâce à l'exigence de l'enveloppe.

La spécification géométrique permet de favoriser l'assemblage des deux pions simultanément en localisant les axes des deux perçages. La précision demandée est donc moins importante ($\phi 0,03$ mm).

Question III.3 : Expliquer pourquoi les surfaces de références A et B ont été choisies pour positionner les logements des éléments de guidage des arbres de transmission.

Les surfaces A et B permettent une mise en position des deux demi-carters pour leur assemblage. Par conséquent, les surfaces fonctionnelles de guidages doivent être contraintes en position et en orientation par rapport à ces surfaces de mise en position.

Question III.4 : Justifier l'ordre dans lequel le système de référence A|B a été défini pour positionner les logements des éléments de guidage des arbres de transmission.

L'assemblage des deux demi-carters est réalisé par une solution à plan prépondérant à l'aide du plan A et par l'intermédiaire de deux pions de centrage dans les alésages B.

Le plan A est prépondérant car la surface plane est de plus grande dimension que celles des deux trous de centrage.

Question III.5 : Indiquer et justifier au moins 3 propriétés physiques que doit présenter le matériau pour assurer les fonctions requises. En déduire la classe de matériaux adaptée (plastique, métallique, composite, céramique) et un matériau en particulier.

Propriété physique :	Fonction :	Justification :
Module d'élasticité longitudinal E .	Rigidité.	Le module d'élasticité doit être suffisamment élevé pour limiter les épaisseurs (et la masse) du carter.
Limite d'élasticité R_e .	Résistance aux charges appliquées.	La limite d'élasticité doit être suffisamment élevée pour limiter les épaisseurs (et la masse) du carter.
Conductibilité thermique λ	Evacuer la chaleur produite par le mécanisme.	La conductibilité thermique doit être élevée pour permettre les transferts thermiques vers l'air ambiant.
Masse volumique ρ	Limiter la masse du carter.	Il faut limiter la masse de l'ensemble du véhicule pour améliorer des performances (accélération, autonomie).
Ténacité K	Garantir la durée de vie.	La ténacité doit être suffisante pour résister à l'amorçage et à la propagation des fissures.

La classe de matériau la plus adaptée est la classe métallique. Elle permet d'avoir des caractéristiques mécaniques (E , R_e , K) suffisantes et une conductibilité thermique (λ) élevée.

Choix d'un matériau en particulier : Alliage d'aluminium (Al Si9 Cu3, avec 9% de Silicium, 3% de Cuivre).

Question III.6 : Donner les avantages et inconvénients de chacun des deux procédés d'un point de vue technico-économique et environnemental. Quel(s) critère(s) permettrait(ent) de discriminer les deux solutions ?

Processus	Avantages	Inconvénients
Elaboration d'un brut par fonderie puis usinage.	Obtention de formes complexes. Quantité de matière perdue faible (Mise au mille importante). Recyclage du matériau directement en fonderie.	Les surfaces fonctionnelles ne peuvent pas être obtenues sans usinage.
Usinage dans la masse à partir d'un brut étiré.	- S'affranchir des défauts de fabrication (fissures, criques et retassures) possibles pour la fonderie. - Meilleur état de surface.	Quantité de matière perdue importante (Mise au mille faible). Nécessité de recycler la matière enlevée. Coût de l'outillage (moule...). Coût énergétique (chauffage).

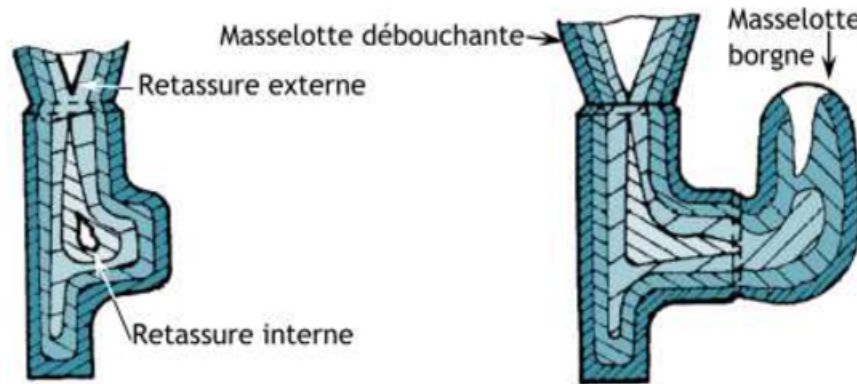
Question III.7 : Expliquer le principe général du procédé de fonderie.

Procédé de formage des métaux, la fonderie consiste à couler un métal ou un alliage métallique liquide dans un moule afin de reproduire une pièce dans ses formes intérieures et extérieures, en limitant autant que possible les travaux de finition après refroidissement.

Question III.8 : Quel phénomène physique lors de la solidification impacte la géométrie de la pièce produite et la santé matière ? Citer deux défauts associés.

Le retrait, lié au phénomène de dilatation (contraction), lors du refroidissement de la pièce après coulée conditionne la géométrie et l'état métallurgique de la pièce. Les défauts principaux qui résultent de ce phénomène sont les retassures et les criques.

Retassures : Au cours du refroidissement, la contraction non uniforme du métal peut créer des cavités au centre de la matière : ce sont les **retassures**. Elles peuvent être externes donc visibles au démoulage ou internes et plus difficilement détectables. On évite l'apparition de ces défauts à l'aide d'un masselottage de la pièce.



Fonderie : éléments d'initiation (eduscol).

Criques : Les contraintes résiduelles dues aux différentes phases du matériau ainsi qu'au glissement de l'alliage dans le moule conduisent à l'apparition de **criques**. Ce sont des ruptures partielles qui ont lieu à de hautes températures en présence de petites quantités d'alliage encore liquide, sous l'effet d'efforts internes résultants de l'inégalité de retrait, en particulier dans les angles de pièces lorsque la contraction est contrariée.

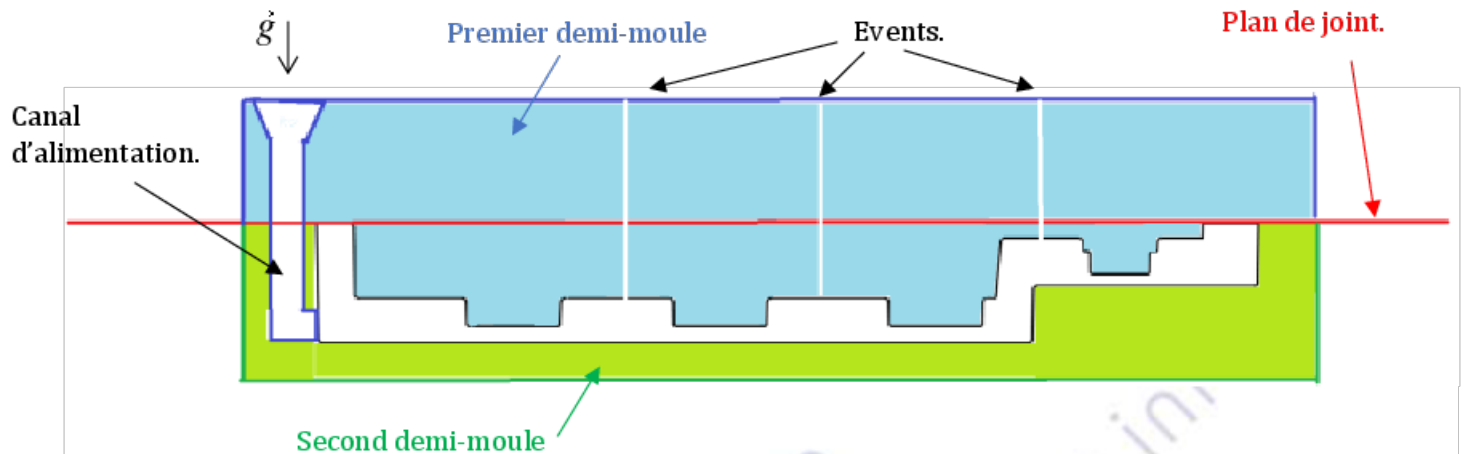


Fonderie : éléments d'initiation (eduscol).

Question III.9 : Quels sont les avantages et inconvénients de la fonderie en moule permanent par rapport au moulage au sable, c'est-à-dire à moule non permanent ?

Avantages	Inconvénients
- Bonne qualité géométrique des surfaces obtenues : dimensions, défauts de forme, état de surface. - Rentable pour des moyennes et grandes séries. - Meilleure qualité métallurgique du matériau de la pièce. - Cadence de fabrication.	- Ne peut être utilisé que pour les alliages à température de fusion basse : alliages d'aluminium, de cuivre, de zinc. - Coût de fabrication important (usinage du moule). - Réservé à des séries importantes de pièces.

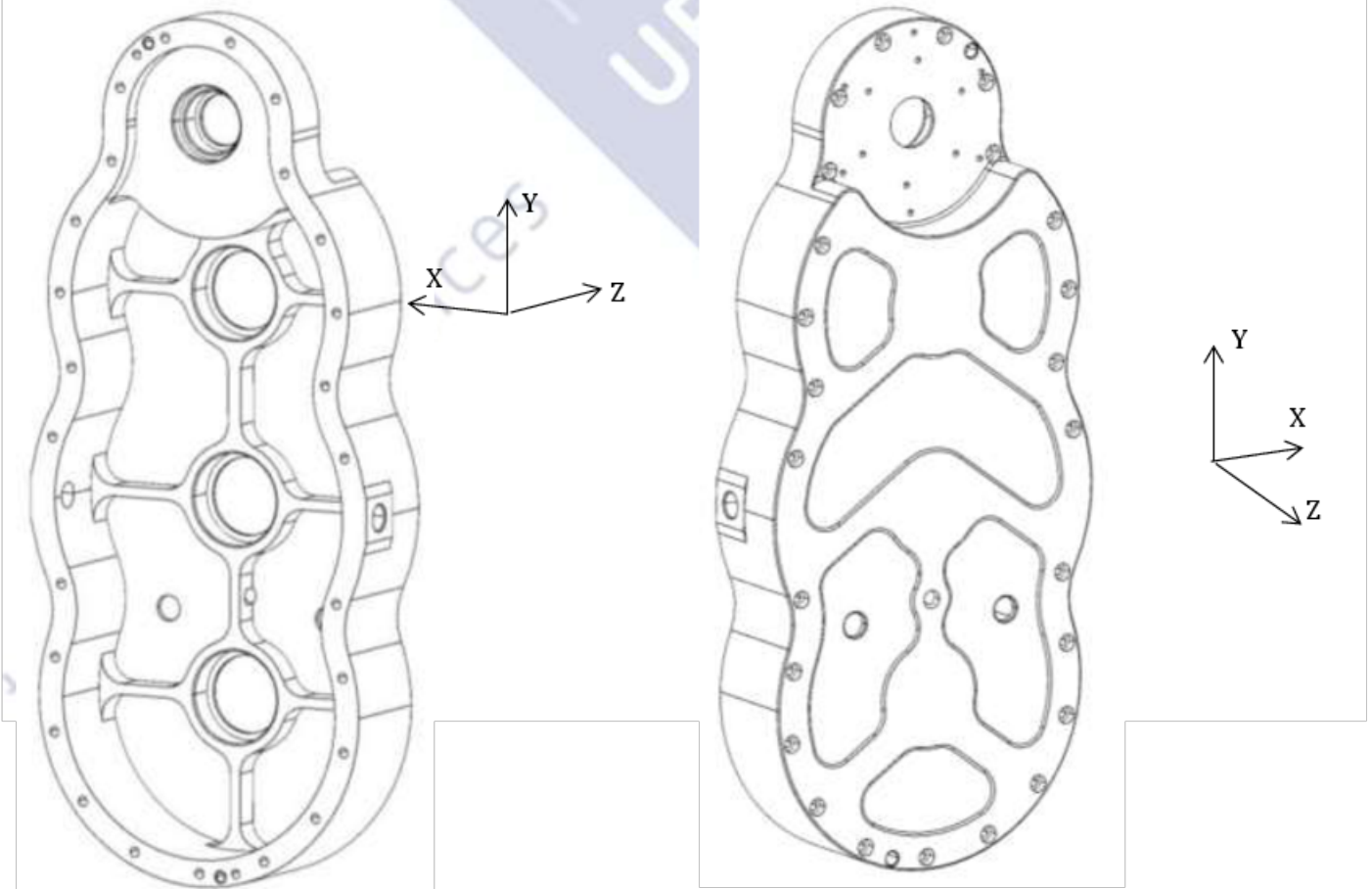
Question III.10 : La section de la géométrie du demi-carter brut est proposée sur le document réponse. Compléter le dessin en précisant la géométrie des deux demi-moules, la position du plan de joint, le système de remplissage et le vecteur gravité $\vec{g}$.



Question III.11 : Pour chacune des deux phases, proposer et justifier le choix d'une machine et de sa cinématique minimale pour réaliser les usinages parmi les machines proposées : tour 2 axes, tour 3 axes, fraiseuses 3 axes à broche verticale, fraiseuse 4 axes à broche horizontale, fraiseuse 5 axes. Vous complèterez les schémas proposés avec l'axe de la broche, les axes X, Y et Z de la machine et le ou les éventuels axes de rotation.

Phase 10 :

Phase 20 :



La pièce ne comporte pas de symétrie de révolution, l'utilisation d'un tour n'est donc pas possible.

La gamme d'usinage propose deux phases. Il y a donc démontage de la pièce entre les deux phases et une mise en position spécifique pour chaque phase.

Phase 10 : Un fraiseuse 3 axes suffit.

Phase 20 : La direction des axes des alésages à réaliser impose de faire coïncider la direction de l'axe de broche avec celui de l'axe Z de la machine. Cette orientation permet également de réaliser des plans perpendiculaires à la direction de l'axe Z.

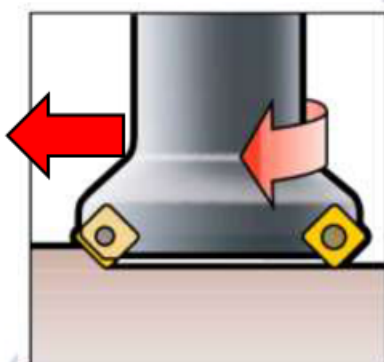
Un axe B est nécessaire pour accéder aux deux perçages. L'utilisation d'une fraiseuse 4 axes permet de réaliser les opérations proposées pour la phase 20.

Question III.12 : Pour la phase 20, proposer la liste des différentes liaisons à réaliser entre la pièce et le porte-pièce (appui plan, linéaire rectiligne, linéaire annulaire ou ponctuelle) ainsi que les surfaces de la pièce concernées pour réaliser une mise en position isostatique. Préciser pourquoi la mise en position doit-être isostatique.

- Appui plan sur la surface plane (référence A) : 3 degrés de liberté.
- Linéaire annulaire sur le trou lisse inférieur : 2 degrés de liberté.
- Ponctuelle sur le trou lisse supérieur : 1 degré de liberté.

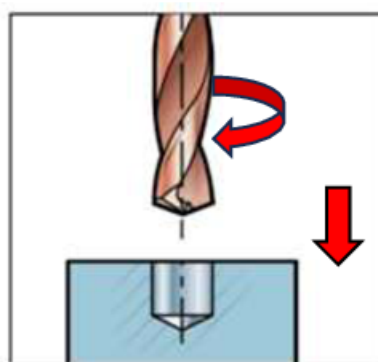
Question III.13 : Illustrer au moyen de trois schémas les trois opérations d'usinage des surfaces élémentaires « Plan », « Perçage débouchant D15 » et « Chanfrein 0,5 x 45° » de l'entité « Bossage plan percé ». Vous ferez apparaître la silhouette de chaque outil, correctement orienté par rapport à la surface usinée ainsi que la trajectoire de l'outil pour réaliser l'entité.

Plan :



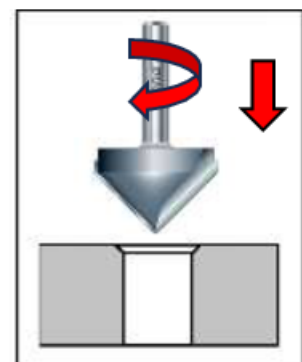
Fraise (à plaquettes carbures) à surfacer.

Perçage débouchant D15 :



Foret de perçage.

Chanfrein 0,5 x 45° :



Fraise à chanfreiner.

Mouvement de coupe :



Mouvement d'avance :



Question III.14 : Proposer une démarche basée sur le calcul d'un angle et les caractéristiques géométriques nominales de la surface cylindrique pour évaluer l'écart de perpendicularité de la pièce en précisant la condition de conformité.

On détermine l'angle : $\beta = \text{angle}(\text{droite CY1 ; Plan PL2})$.

On en déduit l'angle : $\alpha = \beta - \frac{\pi}{2}$.

On détermine la distance : $d_{34} = \text{distance}(\text{plan PL3 ; Plan PL4})$. Cette distance d_{34} est exprimée en mm.

La condition de conformité porte sur $|\alpha|$. Sa valeur ne doit pas dépasser $|\alpha|_{\max}$ tel que : $\tan |\alpha|_{\max} = \frac{0,03}{d_{34}}$.

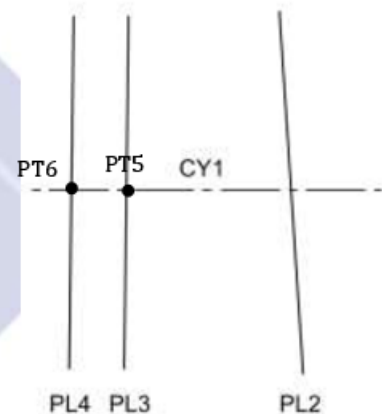
Avec l'approximation aux petits angles, on peut écrire la condition de conformité suivante :

$$|\alpha| \leq \frac{0,03}{d_{34}} \quad (\text{La distance } d_{34} \text{ est exprimée en mm}).$$

Question III.15 : Décrire les opérations de construction pour élaborer les deux points extrêmes PT5 et PT6 délimitant l'axe du cylindre CYL1.

On détermine les points d'intersection de l'axe du cylindre CYL1 avec les plans PL3 et PL4 :

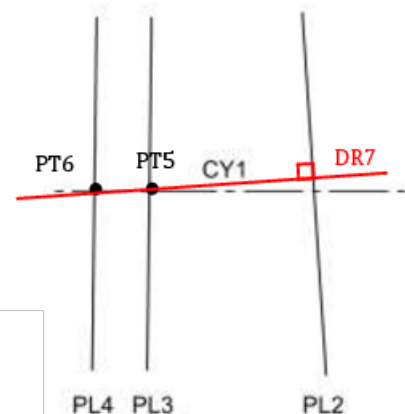
$$\text{PT5} = \text{CY1} \cap \text{PL3} \text{ et } \text{PT6} = \text{CY1} \cap \text{PL4}.$$



Question III.16 : Proposer une opération de construction pour matérialiser la droite DR7 normale à la référence spécifiée et coplanaire à l'axe du cylindre CYL1.

On peut construire la droite DR7 normale au plan de référence PL2 qui passe par le point PT5.

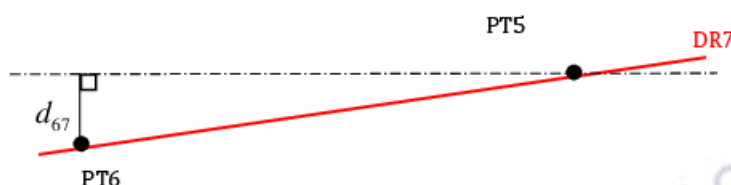
Le point PT5 est le point d'intersection entre la droite DR7 et la droite CY1, ces deux droites sont, par conséquent, coplanaires.



Question III.17 : Quelle condition de distance(s) entre DR7 et les points PT5 et/ou PT6 permet de vérifier la conformité de la tolérance ?

Si l'on calcule la distance : d_{67} = distance Point PT6 - Droite DR7 , on peut écrire la condition de conformité suivante :

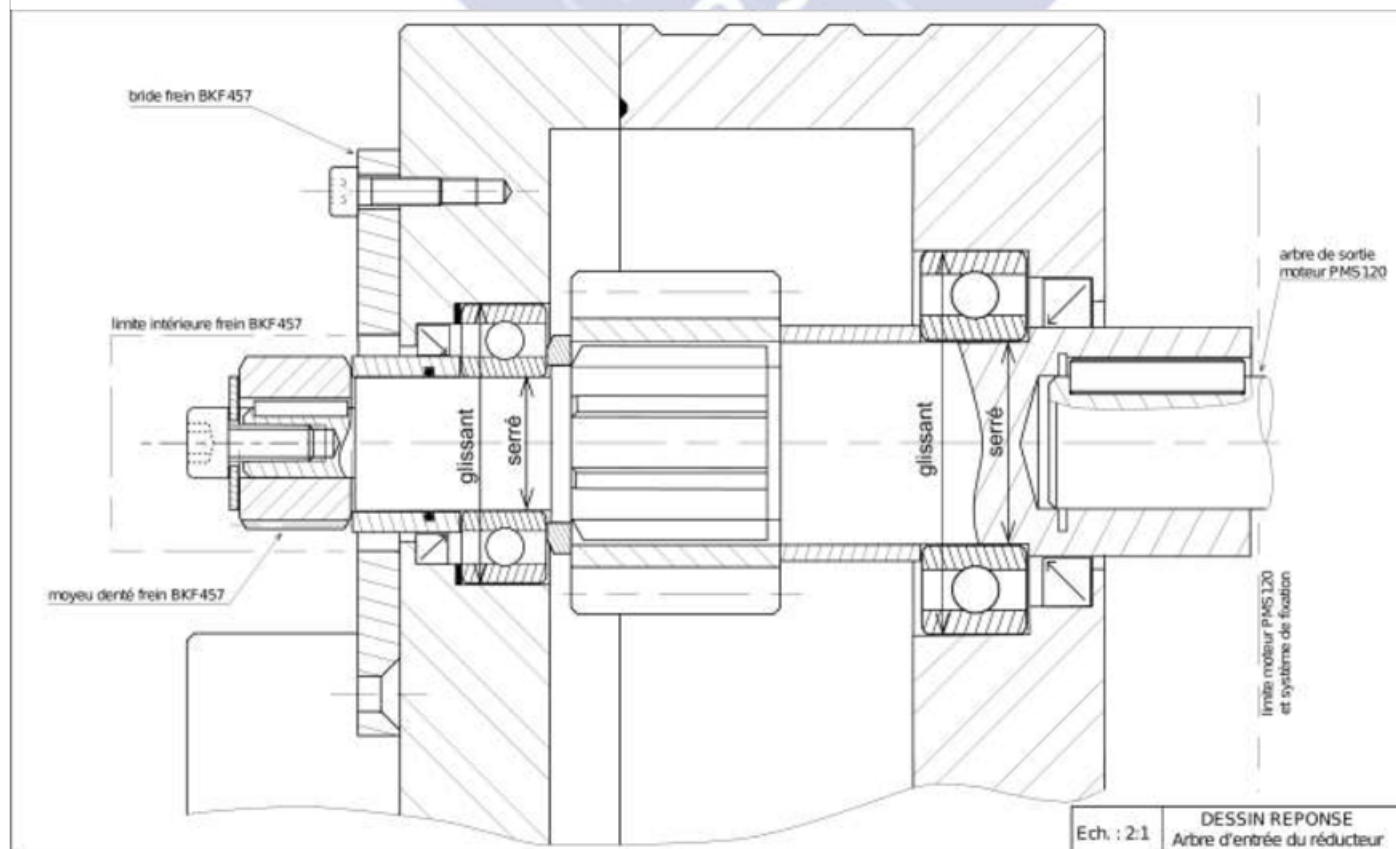
$$d_{67} \leq 0,03 \text{ mm} \quad (d_{67} \text{ est exprimé en mm}).$$



IV. Partie 4 : Conception de la boîte de transmission

Question IV.1 : Représenter aux instruments sur le Dessin Réponse (échelle 2 : 1) une solution constructive ?

Première proposition :



Deuxième proposition :

