

SESSION 2026

**AGRÉGATION
CONCOURS INTERNE
ET CAER**

Section : SCIENCES INDUSTRIELLES DE L'INGÉNIEUR

**Option : SCIENCES INDUSTRIELLES DE L'INGÉNIEUR
ET INGÉNIERIE MÉCANIQUE**

**ÉTUDE D'UN SYSTÈME, D'UN PROCÉDÉ OU D'UNE
ORGANISATION**

Durée : 4 heures

Calculatrice autorisée selon les modalités de la circulaire du 17 juin 2021 publiée au BOEN du 29 juillet 2021.

L'usage de tout ouvrage de référence, de tout dictionnaire et de tout autre matériel électronique est rigoureusement interdit.

Il appartient au candidat de vérifier qu'il a reçu un sujet complet et correspondant à l'épreuve à laquelle il se présente.

Si vous repérez ce qui vous semble être une erreur d'énoncé, vous devez le signaler très lisiblement sur votre copie, en proposer la correction et poursuivre l'épreuve en conséquence. De même, si cela vous conduit à formuler une ou plusieurs hypothèses, vous devez la (ou les) mentionner explicitement.

NB : Conformément au principe d'anonymat, votre copie ne doit comporter aucun signe distinctif, tel que nom, signature, origine, etc. Si le travail qui vous est demandé consiste notamment en la rédaction d'un projet ou d'une note, vous devrez impérativement vous abstenir de la signer ou de l'identifier. Le fait de rendre une copie blanche est éliminatoire.

Tournez la page S.V.P.

A

INFORMATION AUX CANDIDATS

Vous trouverez ci-après les codes nécessaires vous permettant de compléter les rubriques figurant en en-tête de votre copie.

Ces codes doivent être reportés sur chacune des copies que vous remettrez.

► **Concours interne de l'Agrégation de l'enseignement public :**

Concours	Section/option	Epreuve	Matière
EAI	1414A	102	7048

► **Concours interne du CAER / Agrégation de l'enseignement privé :**

Concours	Section/option	Epreuve	Matière
EAH	1414A	102	7048

COMPOSITION DU SUJET

- **TEXTE DU SUJET** : description de la situation et des problématiques industrielles, parties à traiter par le candidat, 18 pages (y compris celle-ci) ;
- **DT – DOCUMENTS TECHNIQUES** : documents spécifiques et relatifs au support de l'étude, données techniques) :
 - **DT1** : plan de l'ensemble moteur – roue de friction ;
 - **DT2** : plan de la sous-unité d'entraînement ;
 - **DT3** : propriétés des profilés de barres à section rectangulaire ;
 - **DT4** : frein d'arrêt d'urgence ;
 - **DT5** : dessin de définition du support moteur ;
 - **DT6** : parc machines de l'entreprise JMD-TAS ;
 - **DT7** : extrait de la fiche technique du tour HANKOOK (2 feuillets).
- **DR – DOCUMENTS RÉPONSES** : documents qui seront à compléter et à rendre par le (ou la) candidat(e), tous les documents réponses sont à rendre, même non complétés :
 - **DR1** : comparatif des traitements thermiques pour les engrenages ;
 - **DR2** : analyse et interprétation des spécifications ;
 - **DR3** : analyse et interprétation des spécifications ;
 - **DR4** : gamme de fabrication du support moteur (2 feuillets).

Les feuilles de copie remises au (à la) candidat(e) viendront compléter ces documents et permettront au (à la) candidat(e) de répondre au questionnement.

Après avoir complété les en-têtes, le (ou la) candidat(e) remettra en fin d'épreuve ses copies paginées et les documents réponses aux questions.

Le sujet comporte 4 parties distinctes (cf. durées conseillées indiquées) **qui peuvent être traitées de façon indépendante** :

- 1^{re} partie : validation de l'unité d'entraînement rotatif ;
- 2^e partie : validation de la structure de soutien ;
- 3^e partie : validation du dispositif de freinage d'urgence ;
- 4^e partie : validation du processus d'usinage du support moteur.

Sujet

LUNEXPLORER©

(Durée conseillée pour la lecture du sujet : 15 min)

Mise en situation

La cité de l'espace

La cité de l'espace à Toulouse offre une expérience multisensorielle unique au monde, dont le but est de vivre le décollage et l'alunissage dans la peau d'un astronaute grâce à son simulateur de vol spatial : le LuneXplorer© (voir figures 1, 2 et 3).



Figure 1 : mission LuneXplorer©

La mission LuneXplorer© propose une simulation immersive d'une mission lunaire complète, du décollage orbital à l'alunissage. Ce parcours expérientiel, d'une durée d'environ 30 minutes, met en scène 40 « astronautes » répartis en dix capsules (cabines) distinctes. Les passagers sont soumis à des accélérations centrifuges simulées, atteignant jusqu'à 3 g, reproduisant fidèlement les sensations éprouvées lors d'un véritable lancement spatial.

Les phases critiques du vol, telles que le décollage et l'alunissage, sont caractérisées par des séquences dynamiques, accompagnées d'effets spéciaux pour renforcer l'expérience immersive. Ces séquences sont conçues pour offrir une expérience réaliste en termes d'accélération, de vitesse, d'altitude et de distance parcourue.

L'équipement est similaire, dans son principe, à une centrifugeuse : la rotation exerce une accélération sur les utilisateurs, qui sont installés dans des cabines.

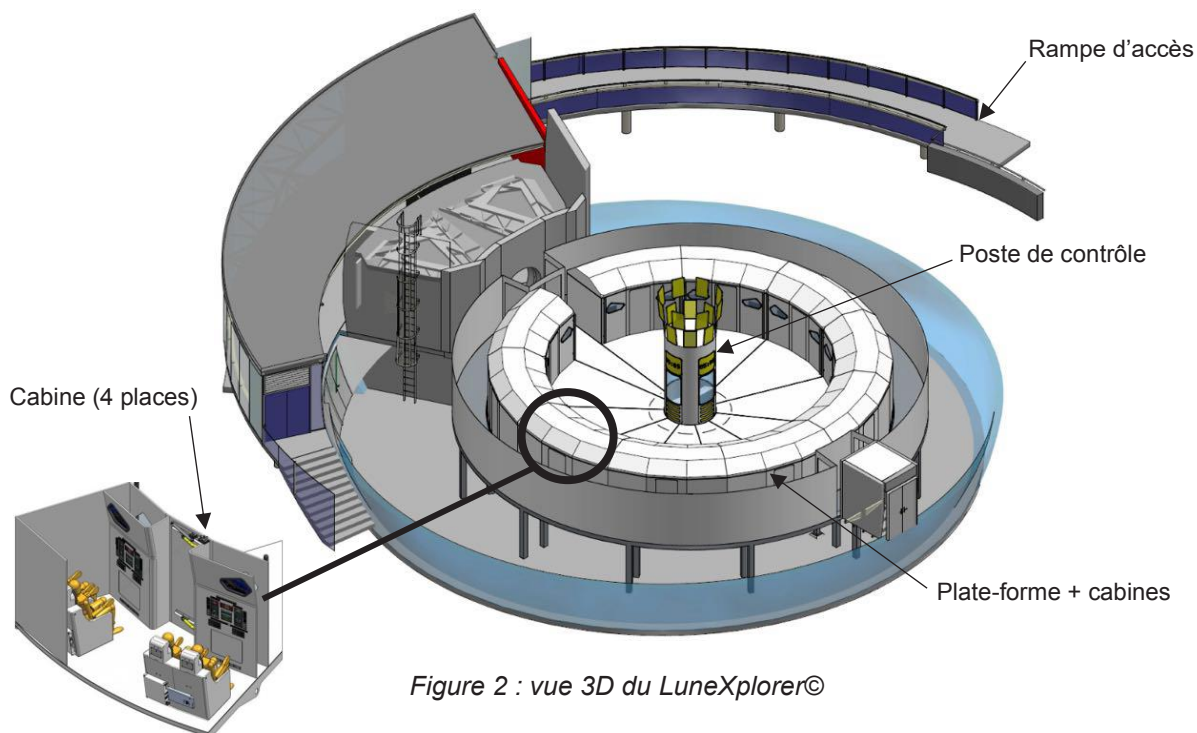


Figure 2 : vue 3D du LuneXplorer©

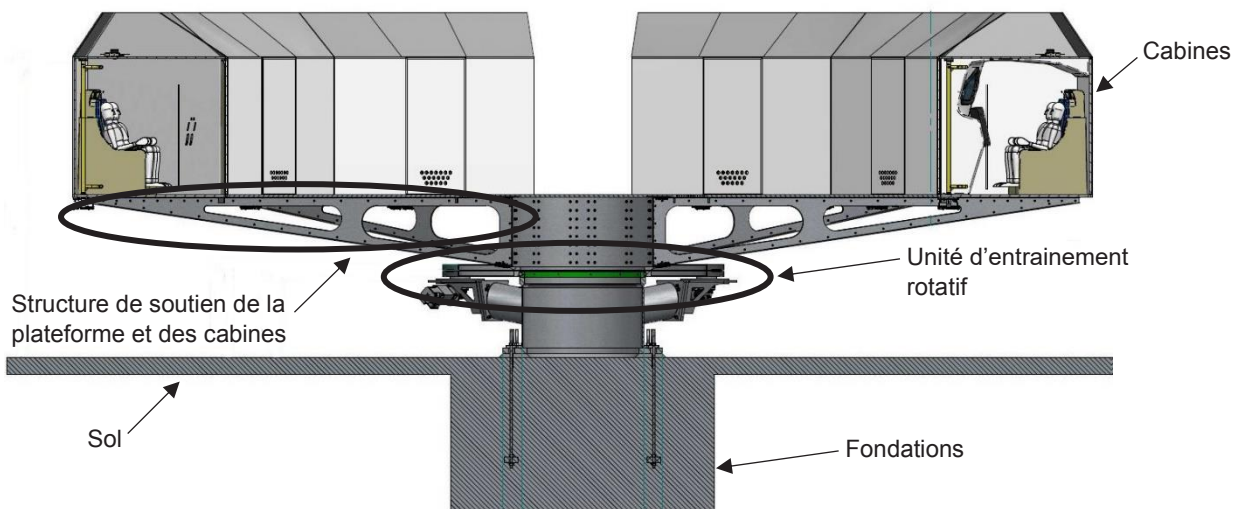


Figure 3 : vue en coupe du simulateur

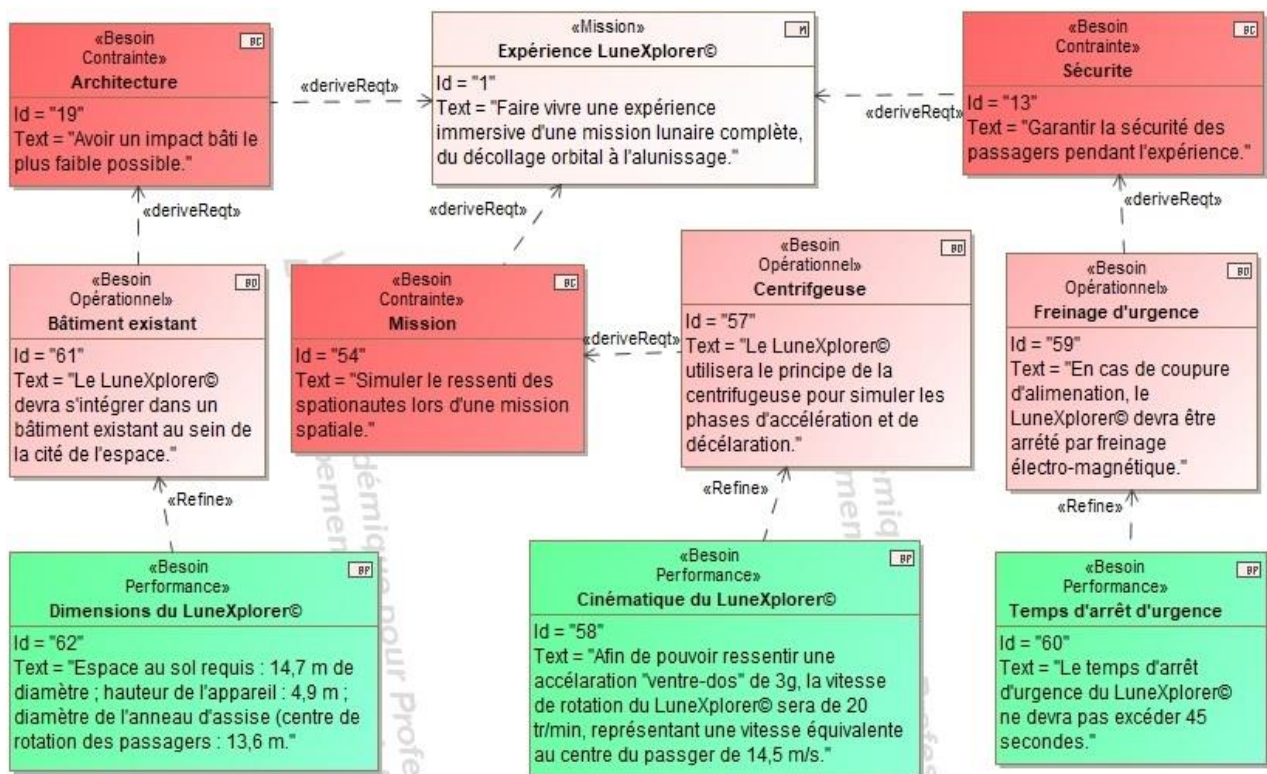


Figure 4 : diagramme des exigences partiel du simulateur

Problématique

Il existe plusieurs versions de conception du simulateur, notamment au niveau :

- de la structure de soutien de la plate-forme et des cabines (voir figure 3) ;
- de l'unité d'entraînement rotatif (voir figure 3).

Le sujet proposé s'attache à comparer ces différentes versions et vérifier que les choix technologiques retenus garantissent bien la sécurité des passagers.

1^{RE} PARTIE : VALIDATION DE L'UNITÉ D'ENTRAÎNEMENT ROTATIF (Durée conseillée : 60 min)

Objectifs : valider le choix de l'unité d'entraînement rotatif

L'étude consiste à comparer deux versions :

- entraînement par engrenage ;
- entraînement par roues de friction.

Étude de la solution « entraînement par engrenage »

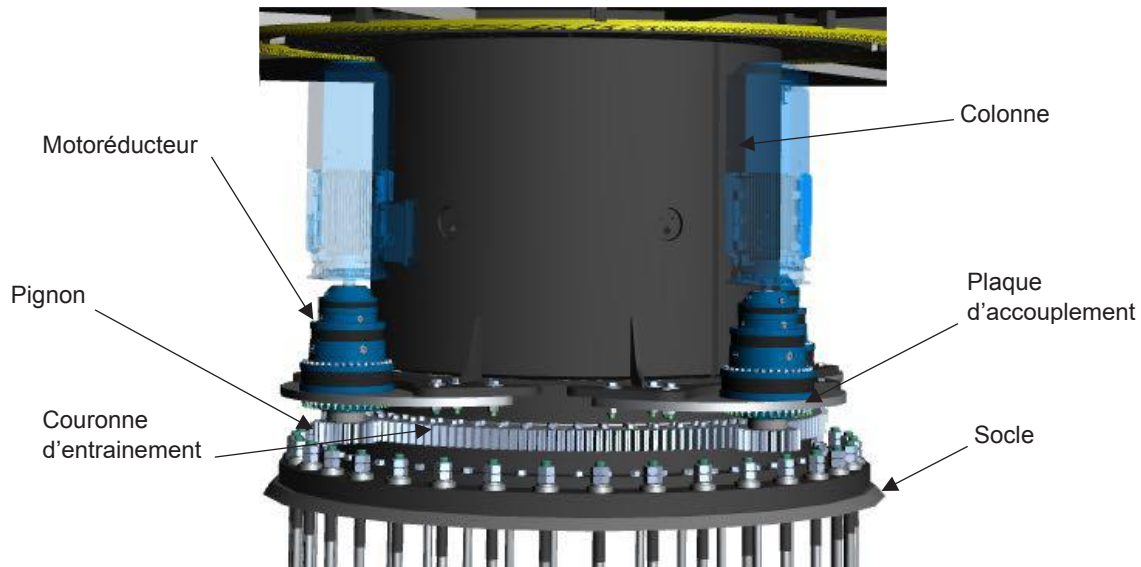


Figure 5 : unité d'entraînement par engrenages

La couronne d'entraînement est fixée au socle et est statique ou immobile. Quatre motoréducteurs sont fixés à la colonne par des plaques d'accouplement (voir figure 5 ci-dessus).

Ainsi, lorsque l'entraînement en rotation est lancé, la colonne et les motoréducteurs tournent ensemble, selon le principe de l'engrenage planétaire. En fonctionnement normal, trois motoréducteurs répartis entraînent la plateforme en rotation, le quatrième est en réserve. L'entraînement suit un cycle faisant intervenir tous les motoréducteurs pour être sûr que chacun fonctionne régulièrement, ce qui permet de contrôler les performances.

On souhaite vérifier le dimensionnement de la couronne et des pignons en se basant sur la théorie de Hertz.

Pour simplifier l'étude, on suppose que :

- les pignons et la couronne sont composés du même acier ;
- les dents des pignons et de la couronne sont assimilées à deux cylindres (contact linéique) ;
- le roulement se fait sans glissement ;
- une seule paire de dents est en contact ;
- l'effort appliqué sur la denture est constant ;
- la déformation de la denture est locale.

Données et autre hypothèse :

- diamètre primitif de la couronne d'entraînement : $D_c = 3\,600\text{ mm}$;
- diamètre primitif des pignons : $d_p = 496\text{ mm}$;
- largeur de denture : $b = 120\text{ mm}$;
- angle de pression de l'engrenage roue d'entraînement / pignon : $\alpha = 20^\circ$;
- Puissance nécessaire à l'entraînement de la plateforme et des cabines : $P = 98\,400\text{ W}$;
- module d'Young du matériau utilisé : $E = 210\,000\text{ MPa}$;
- coefficient de Poisson du matériau : $\nu = 0,3$;
- limite élastique du matériau en première approche : $R_e = 500\text{ MPa}$;
- pression de contact admissible entre dentures : $P_{adm} \approx R_e$.

La figure 6 représente le profil d'une dent d'engrenage, en développante de cercle.

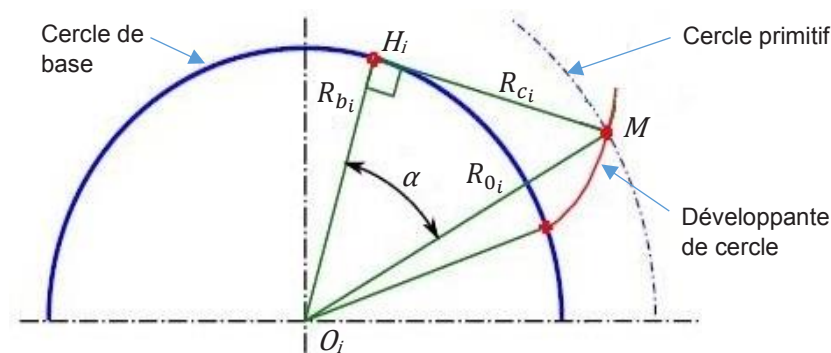


Figure 6 : profil d'une dent en développante de cercle

On a :

- M : point de contact des 2 engrenages ;
- $R_{0_i} = O_iM$, rayon primitif d'un engrenage ;
- $R_{b_i} = O_iH_i$, rayon de base d'un engrenage ;
- $R_{c_i} = H_iM$, rayon de courbure d'une dent d'engrenage au point de contact M .

Question 1 : Exprimer R_{c_i} en fonction de R_{0_i} et α .

La pression de Hertz est donnée par la relation : $P_H = \sqrt{\frac{F_{tp}}{b} \cdot \frac{1}{R_{eq}} \cdot \frac{E}{2\pi(1-\nu^2)}}$, avec :

- $\frac{1}{R_{eq}} = \frac{1}{R_{c_1}} + \frac{1}{R_{c_2}}$, R_{c_1} et R_{c_2} étant respectivement les rayons de courbure du pignon et de la couronne d'entraînement ;
- F_{tp} : effort tangentiel au cercle primitif appliqué par un pignon sur la couronne.

Question 2 : Déterminer la valeur de l'effort F_{tp} .

Question 3 : Calculer la pression de Hertz P_H exercée sur un pignon.

La résistance pratique à l'extension du matériau σ_{pe} dépend du coefficient de sécurité appliqué lors de l'étude du dimensionnement.

Question 4 : Proposer un coefficient de sécurité $s = \frac{R_e}{\sigma_{pe}}$. Justifier votre choix.
Conclure quant à la faculté du matériau à résister aux sollicitations mécaniques.

Afin d'obtenir la limite élastique souhaitée du matériau, on doit procéder à un traitement thermique sur les pignons et la couronne d'entraînement. Plusieurs traitements sont envisagés :

- cémentation ;
- nitruration ;
- trempe superficielle par induction ;
- traitement à cœur (trempe et revenu).

Question 5 : Décrire, sur le document réponse DR1, ces quatre procédés de traitement thermique. En s'appuyant sur des critères technico-économiques, proposer au moins deux avantages et deux inconvénients par procédé sur le document réponse DR1.

Question 6 : Proposer un matériau (famille, caractéristiques ou aptitudes, désignation) identique pour les pignons et la couronne ainsi que le traitement thermique qui semble le plus approprié pour garantir les caractéristiques mécaniques souhaitées. Justifier votre choix et indiquer un ordre de grandeur de la limite élastique obtenue.

Étude de la solution « entraînement par roues de friction »

Six motoréducteurs sont répartis spatialement autour d'un anneau d'entraînement fixé à la colonne, qu'ils entraînent en rotation par l'intermédiaire de 6 roues de friction (voir figure 7). La colonne est elle-même fixée à la structure de soutien de la plateforme et des cabines.

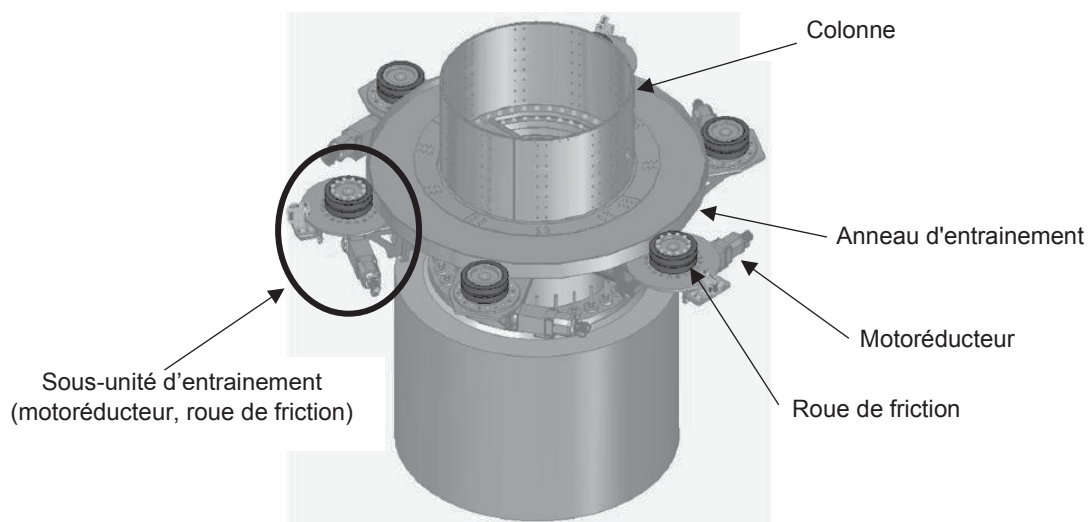


Figure 7 : unité d'entraînement par roues de friction

Parmi les contraintes de sécurité et de fonctionnement, le LuneXplorer© doit pouvoir fonctionner avec une panne moteur. Le dimensionnement s'effectue donc pour une motorisation sur 5 moteurs uniquement.

On souhaite vérifier que cette solution permet d'entraîner l'ensemble (colonne, plateforme de soutien, cabines) à la fréquence de rotation souhaitée.

Données :

- diamètre de l'anneau d'entraînement : $D_a = 4\,000\text{ mm}$;
- diamètre des roues de friction : $D_r = 500\text{ mm}$;
- coefficient de friction entre l'anneau d'entraînement et une roue : $\mu = 0,7$;
- puissance nécessaire à l'entraînement de l'ensemble (colonne, plateforme de soutien, cabines) : $P = 98\,400\text{ W}$.

Question 7 : Déterminer la valeur de l'effort tangentiel F_{tr} à fournir par chaque roue.

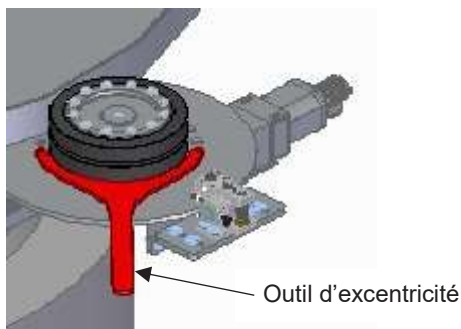


Figure 8 : dispositif de réglage de l'effort de friction

Afin de pouvoir régler l'effort de friction F_{fr} à développer par chaque roue pour entraîner l'ensemble (colonne, plateforme de soutien, cabines), un axe excentré disposé au niveau de chaque sous-unité d'entraînement permet de déplacer celle-ci à l'aide d'un outil d'excentricité (que l'on fait tourner dans le sens horaire), afin d'effectuer la compression de chaque roue motrice contre le disque d'entraînement (voir documents DT1 et DT2, figure 8).

La courbe de la figure 9, obtenue par expérimentation, représente l'évolution de l'effort de friction F_{fr} en fonction de la différence de rayon entre une roue de friction non-comprimée et une roue de friction comprimée, notée d (même courbe).

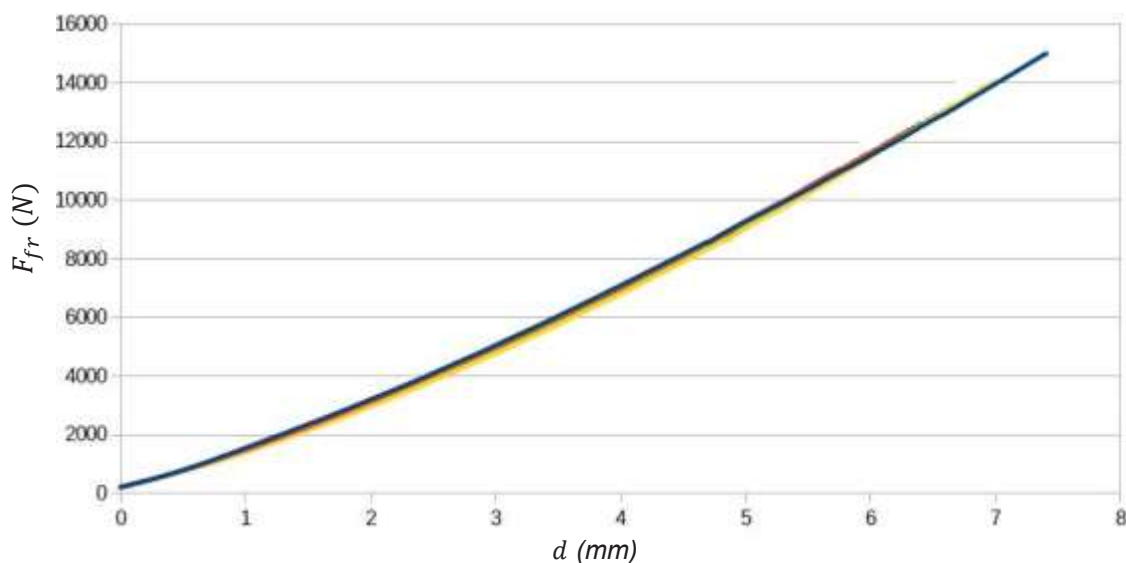


Figure 9 : évolution de l'effort de friction en fonction de la compression d'une roue de friction

L'entreprise conceptrice du simulateur préconise une compression des roues de friction équivalente à $d = 8 \text{ mm}$.

Question 8 : Calculer l'effort de friction théorique F_{fr} .

Question 9 : Vérifier que cette valeur de d permet d'entraîner le LuneXplorer© en toute sécurité.

L'entreprise opte finalement pour la solution « entraînement par roues de friction ».

Question 10 : Justifier le choix de l'entreprise en réalisant un comparatif avantages / inconvénients des deux versions.

L'entraînement d'une roue de friction par un motoréducteur est réalisé à l'aide d'une clavette (entraînement par obstacle) .

On souhaite vérifier le dimensionnement de cette clavette.

Données :

- diamètre de l'arbre : $d_a = 65 \text{ mm}$;
- clavette parallélépipédique, de forme A, $18 \times 11 \times 120$, enfoncée de 7 mm dans l'arbre ;
- pression de contact admissible clavette / moyeu : $P_{admc} = 100 \text{ Mpa}$;
- limite élastique du matériau constituant la clavette : $R_{ec} = 500 \text{ MPa}$.

On retient $C_m = 1\,200 \text{ N}\cdot\text{m}$ comme valeur de couple transmis par un motoréducteur.

Question 11 : En formulant les hypothèses nécessaires, calculer la contrainte de cisaillement et vérifier le dimensionnement de la clavette au cisaillement.

Question 12 : Calculer la pression de matage et vérifier le dimensionnement de la clavette au matage.

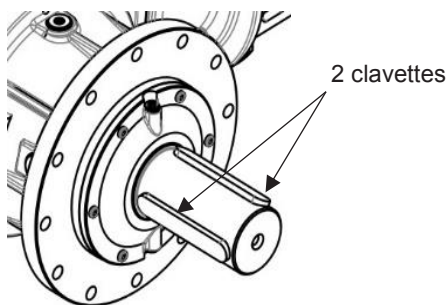


Figure 10 : montage avec 2 clavettes

Lors de la conception, le concepteur envisage de monter deux clavettes positionnées à 120° , comme le montre la figure 10.

Question 13 : Justifier l'utilisation de ces deux clavettes, ainsi que ce positionnement à 120° .

2^E PARTIE : VALIDATION DE LA STRUCTURE DE SOUTIEN DE LA PLATEFORME ET DES CABINES (Durée conseillée : 75 min)

Objectifs : valider le choix de la structure de soutien de la plateforme et des cabines.

L'étude consiste à comparer deux versions :

- structure de soutien par barres ;
- structure de soutien par poutre à section variable.

Étude de la solution « structure de soutien par barres »

Cette structure est représentée sur la figure 11 ci-dessous. Elle est composée de 11 sous-ensembles à 2 barres.

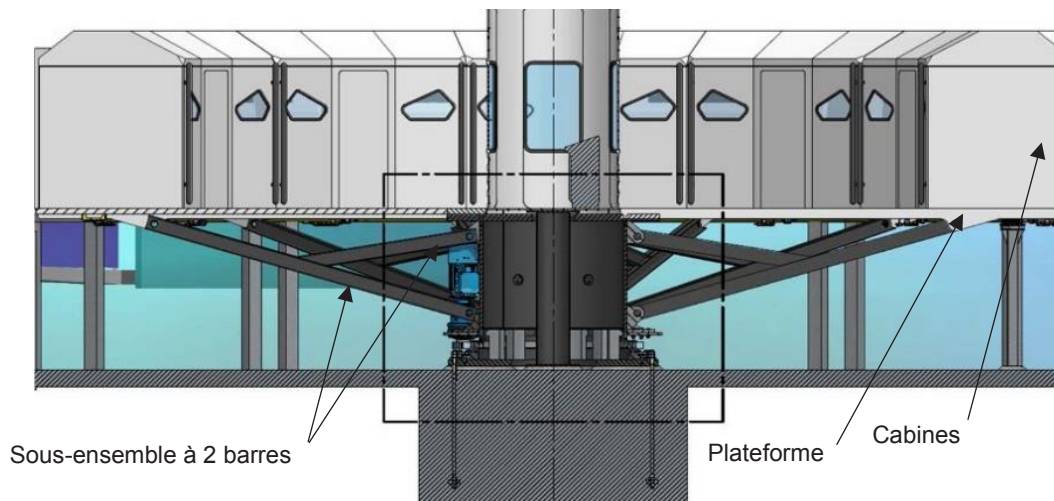


Figure 11 : structure de soutien par barres

On modélise un sous-ensemble à 2 barres selon la figure 12 ci-dessous, avec :

- $\overrightarrow{AD} = L_1 \cdot \vec{x}_1$;
- $\overrightarrow{AC} = L_2 \cdot \vec{x}_1$;
- $\overrightarrow{BC} = L_2 \cdot \vec{x}_2$;
- $\overrightarrow{AB} = L_3 \cdot \vec{y}_0$;
- $L_1 = 4,7 \text{ m}$;
- $L_2 = 2,49 \text{ m}$;
- $L_3 = 1,12 \text{ m}$;
- $\alpha = 13^\circ$;
- $\|\vec{F}_{cab}\| = 35\,806 \text{ N}$.

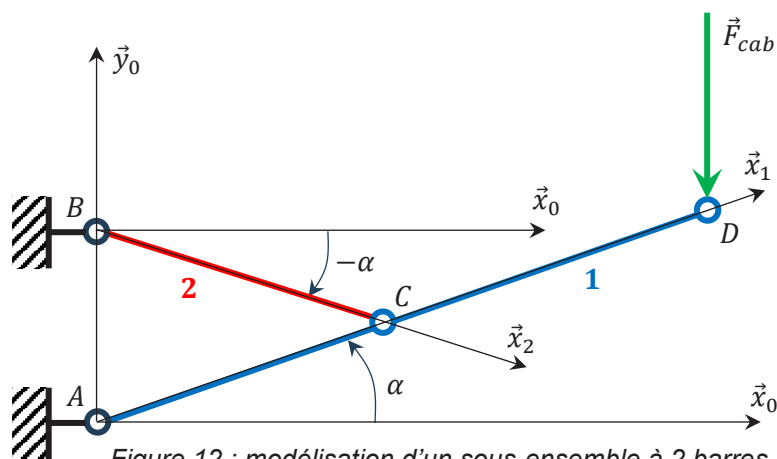


Figure 12 : modélisation d'un sous-ensemble à 2 barres

La masse de la plateforme et des cabines chargées de passagers est estimée à $40\,150 \text{ kg}$.

Chaque sous-ensemble à 2 barres supporte donc $3\,650 \text{ kg}$, correspondant à la charge $\|\vec{F}_{cab}\| = F_{cab}$.

Hypothèses :

- les barres 1 et 2 ont la même section S et le même moment quadratique I_{Gz} ;
- les barres 1 et 2 sont de section rectangulaire creuse (hauteur h , largeur b et épaisseur e) ;
- le poids des barres 1 et 2 est négligé devant celui de la plateforme et des cabines chargées de ses passagers ;
- le problème est supposé plan, dans le plan (\vec{x}_0, \vec{y}_0) . Ainsi, chacune des actions mécaniques dans les liaisons pivots en A , B et C peut s'écrire :

$$\{\tau_{i \rightarrow j}\} = \begin{Bmatrix} X_{i \rightarrow j} & / \\ Y_{i \rightarrow j} & / \\ / & 0 \end{Bmatrix}_I = \begin{Bmatrix} \vec{F}_{i \rightarrow j} \\ \vec{0} \end{Bmatrix}_I, \text{ avec } I \text{ un point de l'axe de la liaison pivot entre}$$

les solides i et j ;

- le matériau retenu est un acier S235 ;
- on adopte un coefficient de sécurité (résistance des matériaux) de 3 ;
- la masse des barres 1 et 2 doit être réduite au maximum.

Question 14 : Montrer que $\vec{F}_{2 \rightarrow 1} = F_{2 \rightarrow 1} \cdot \vec{x}_2$

Question 15 : Exprimer $\vec{F}_{2 \rightarrow 1}$ et $\vec{F}_{0 \rightarrow 1}$ en fonction de F_{cab} et des paramètres géométriques. **Déterminer** la norme de ces deux forces.

Question 16 : En déduire l'expression de $\vec{F}_{0 \rightarrow 2}$ et **déterminer** sa norme.

Question 17 : Pour la barre 2, **donner** l'expression des composantes du torseur de cohésion $\{\tau_{coh}\}$ pour tout point N situé entre B et C tel que $\overrightarrow{BN} = x_2 \cdot \vec{x}_2$. **En déduire** la nature des sollicitations de la barre 2.

Question 18 : Déterminer en quelle abscisse la contrainte normale σ est maximale. **Donner** son expression et **en déduire** la section minimale du profilé.

Question 19 : Pour la barre 1, **calculer les composantes du** torseur de cohésion $\{\tau_{coh}\}$ pour tout point M situé entre A et D tel que $\overrightarrow{AM} = x_1 \cdot \vec{x}_1$. **En déduire** la nature des sollicitations de la barre 1.

Pour la suite, on admet que :

$$\{\tau_{coh}\} = \begin{Bmatrix} -9\,139 & / \\ -35\,337 & / \\ / & -(4,3 - x_1) \cdot 35\,337 \end{Bmatrix}_{M \in CD, \mathcal{R}_1} \quad \{\tau_{coh}\} = \begin{Bmatrix} -146\,202 & / \\ 40\,638 & / \\ / & -40\,638 \cdot x_1 \end{Bmatrix}_{M \in AC, \mathcal{R}_1}$$

Pour ces deux torseurs, les résultantes sont exprimées en N et les moments en $N \cdot m$ si x_1 est exprimé en m .

Question 20 : Tracer les diagrammes d'efforts et de moment de la barre 1 et en déduire l'abscisse x_1 pour laquelle la contrainte normale σ est maximale. Donner l'expression de cette contrainte normale maximale σ_{max} en fonction de S , I_{Gz} et h .

Pour la réalisation de la structure de soutien, le constructeur envisage de choisir un profilé dans la liste ci-dessous (voir figure 13) :

Hauteur h (mm)	Largeur b (mm)	Épaisseur e (mm)
350	150	Tous ces profilés sont disponibles en épaisseur 4, 5, 6, 8, et 12.
400	150	
400	200	
450	200	
500	250	

Figure 13 : dimensions des profilés

Question 21 : En utilisant le document DT3, choisir un profilé de barre dans la liste proposée à la figure 13, permettant de supporter la charge appliquée. Justifier le choix réalisé.

Question 22 : Vérifier alors que l'hypothèse de négliger la masse des barres est justifiée et critiquer, le cas échéant, le modèle retenu.

Étude de la solution « structure de soutien par poutres à section variable »

Cette structure est représentée sur la figure 14 ci-dessous. Elle est composée de 11 poutres à section variable.

Chacune d'entre elles possède une masse de 350 kg .

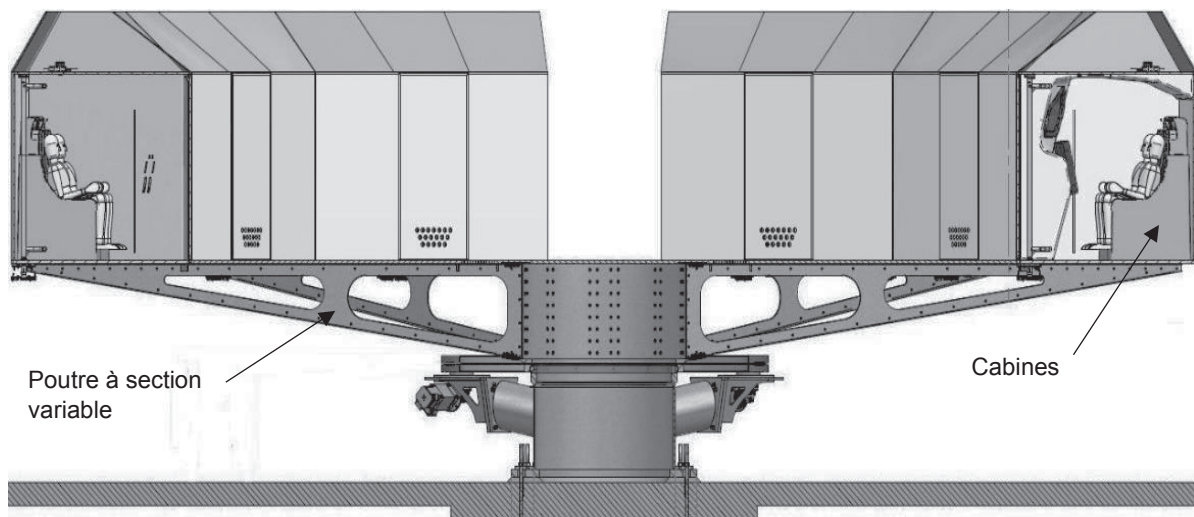


Figure 14 : structure de soutien par poutres à section variable

Le modèle retenu est représenté sur la figure 15 suivante :

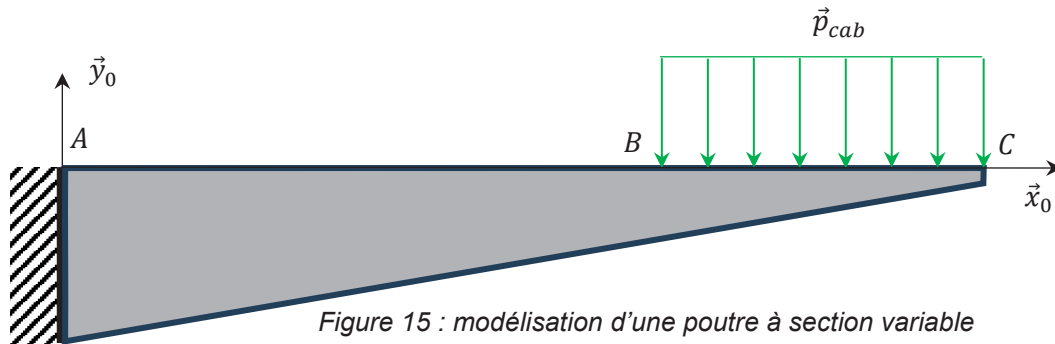


Figure 15 : modélisation d'une poutre à section variable

On a :

- $\overrightarrow{AC} = L \cdot \vec{x}_0$;
- $\overrightarrow{AB} = K \cdot \vec{x}_0$;
- $L = 6,33 \text{ m}$;
- $K = 4,18 \text{ m}$;
- $\vec{p}_{cab} = -p \cdot \vec{y}_0$;
- $p = 20\,000 \text{ N}\cdot\text{m}^{-1}$.

On considère que le poids des cabines chargées de passagers est réparti sur toute la longueur BC . Il correspond à \vec{p}_{cab} .

Pour simplifier l'étude, on négligera le poids de la plateforme devant celui des cabines chargées.

La section d'une poutre est définie selon la figure 16 ci-contre, avec :

- $h(x) = h_0 - a \cdot x$;
- $h_0 = 1 \text{ m}$;
- $a = 0,145$;
- $b = 174 \text{ mm}$;
- $e = 14 \text{ mm}$.

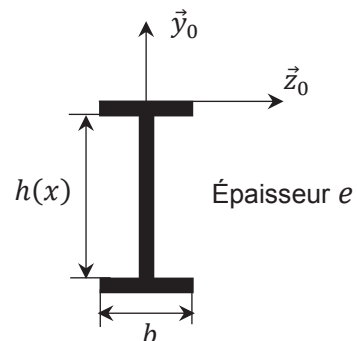


Figure 16 : section d'une poutre à section variable

Question 23 : Déterminer le moment quadratique $I_{Gz}(x)$ de la poutre en fonction des paramètres géométriques $h(x)$, b et e .

Question 24 : En comparant les paramètres géométriques de la section de la poutre, **proposer** une simplification de l'expression trouvée et **exprimer** $I_{Gz}(x)$ en fonction de x et des paramètres géométriques h_0 , a , b et e .

Question 25 : **Exprimer** le torseur de cohésion $\{\tau_{coh}\}$ le long de la poutre, en fonction de x , de p et des paramètres géométriques K et L .

Question 26 : Déterminer l'expression de la contrainte normale maximale σ_{max} dans une section d'abscisse x de la poutre en fonction de x , de p et des paramètres géométriques K , L , h_0 , a , b et e .

Le tracé de l'évolution de la contrainte normale maximale σ_{max} dans une section d'abscisse x de la poutre est donné sur la figure 17 ci-dessous :

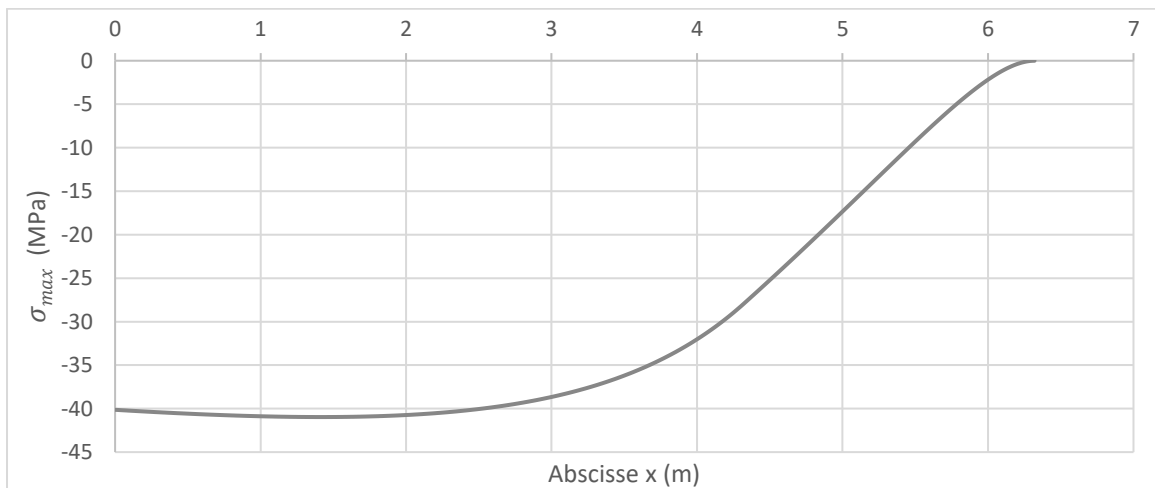


Figure 17 : contrainte normale maximale σ_{max} dans une section en fonction de x

L'entreprise conceptrice du LuneXplorer© opte finalement pour la version « structure de soutien par poutres à section variable ».

Question 27 : Justifier l'intérêt de la structure retenue par rapport à la structure initiale. **Proposer** d'autres avantages de la structure retenue.

La figure 14 montre une structure de poutre un peu différente de celle modélisée à la figure 15.

Question 28 : En comparant ces deux structures, **proposer** une méthode permettant d'optimiser la répartition de matière dans le volume global imposé par la forme de la poutre.

3^E PARTIE : VALIDATION DU DISPOSITIF DE FREINAGE D'URGENCE (Durée conseillée : 45 min)

Objectifs : valider le dispositif de freinage d'urgence

On rappelle tout d'abord que l'entraînement de l'appareil est réalisé par des roues de friction entraînées par des motoréducteurs (voir figure 7, documents DT1 et DT2).

Pour les cas « d'alerte sécurité », un dispositif de freinage d'urgence, sur coupure d'alimentation, est installé sur la machine. Dans ce cas, la centrifugeuse s'arrête (n'importe où) et le public évacue les capsules puis se rend au débarcadère. L'opérateur réinitialise ensuite le positionnement de la machine.

Il existe également un « ride stop » (non étudié) qui arrête la centrifugeuse (sans freinage par frein à disques) et qui la positionne à sa position de référence (home position).

L'étude consiste à vérifier que le freinage d'urgence permet d'arrêter la centrifugeuse selon les exigences imposées par le constructeur.

Le frein installé est du type EV 028 FEM - 240M - 25 (voir figure 18 et document DT4) et le dispositif comporte 3 freins identiques (voir document DT2).

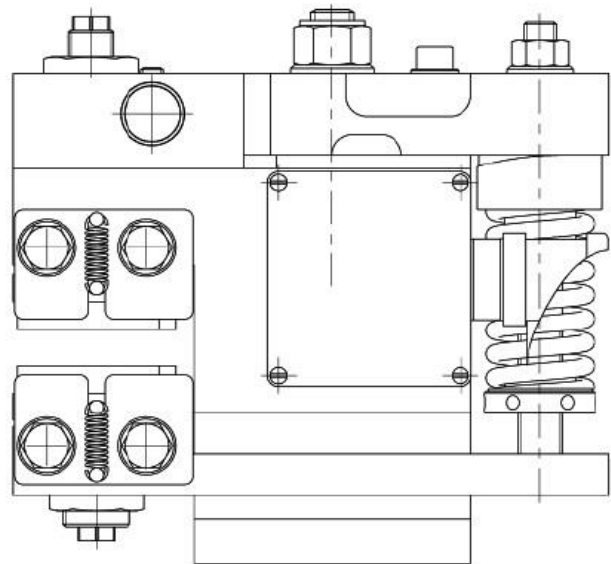


Figure 18 : frein d'arrêt d'urgence

Calcul du couple de freinage

On assimile les plaquettes de frein à des portions de disque, selon la figure 19.

Données :

- rayon d'un disque de frein :
 $R = 1\,003\text{ mm}$;
- rayon intérieur d'une plaquette :
 $R_1 = 943\text{ mm}$;
- rayon extérieur d'une plaquette :
 $R_2 = 1\,000\text{ mm}$;
- angle de segment de friction de chaque plaquette : $\alpha = 6^\circ$;
- coefficient de friction entre un disque et une plaquette : $f = 0,3$;
- effort presseur généré par le frein : $N = 1\,500\text{ N}$.

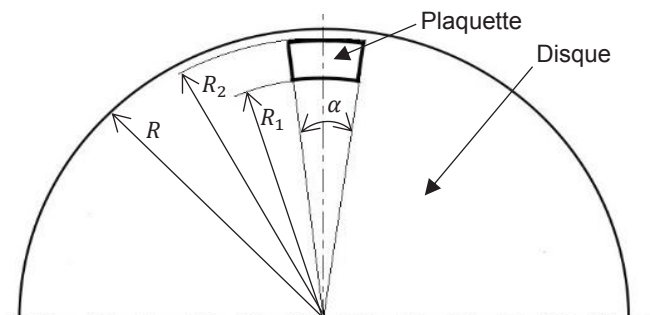


Figure 19 : disque et plaquette de frein

On considère dans un premier temps que la pression de contact à l'interface entre une plaquette et un disque est uniformément répartie.

Question 29 : Expliquer l'incidence de cette hypothèse sur l'usure instantanée de la plaquette.

Question 30 : Relier, en détaillant la démarche de calcul, le couple de freinage total C_{fu} à l'effort presseur N et aux dimensions et données jugées utiles.
Calculer C_{fu} .

On considère maintenant un autre modèle de répartition de la pression à l'interface entre un disque et une plaquette, selon une loi hyperbolique (voir figure 20 ci-contre), définie par $p(r) = p_1 \frac{R_1}{r}$, avec :

- p_1 : pression de contact exercée pour le rayon R_1 ;
- r : rayon en un point quelconque de la plaquette, évoluant de R_1 à R_2 .

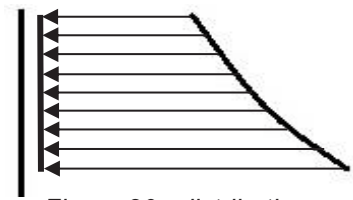


Figure 20 : distribution hyperbolique des pressions $p(r)$

Question 31 : Expliquer l'incidence de ce modèle de répartition sur l'usure instantanée de la plaquette.

Question 32 : Relier, en détaillant la démarche de calcul, le couple de freinage C_{fh} à l'effort presseur N et aux dimensions et données jugées utiles.
Calculer C_{fh} et **conclure**.

Calcul du temps d'arrêt d'urgence de la machine

Comme indiqué sur le diagramme des exigences partiel de la figure 4, le temps d'arrêt d'urgence de la machine sur coupure d'alimentation imposé par le concepteur est de 45 secondes maxi avec 3 freins actifs. Il souhaite une durée de moins de 50 secondes si seulement 2 freins sont opérationnels sur les 3.

On souhaite vérifier que le dispositif de freinage d'urgence permet de répondre à ces exigences.

Données et hypothèses :

- puissance délivrée par un moteur : $P_m = 20\,700\text{ W}$;
- rapport de réduction d'un motoréducteur : $i_m = \frac{1}{12,88}$;
- rendement d'un entraînement par friction : $\eta_f = 0,975$;
- moment d'inertie équivalent d'un motoréducteur ramené à l'arbre moteur, suivant l'axe de rotation du moteur : $J_m = 0,056\text{ kg}\cdot\text{m}^2$;
- moment d'inertie de l'ensemble (cabines, plateforme de soutien, colonne d'entraînement) suivant l'axe de rotation de la machine : $J = 313\,900\text{ kg}\cdot\text{m}^2$;

- moment d'inertie d'une roue de friction et des pièces de même classe d'équivalence suivant leur axe de rotation : $J_r = 45 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$.

On rappelle également que :

- la vitesse de rotation des cabines vaut : $N_c = 20 \text{ tr}\cdot\text{min}^{-1}$;
- le diamètre de l'anneau d'entraînement vaut : $D_a = 4\,000 \text{ mm}$;
- le diamètre des roues de friction vaut : $D_r = 500 \text{ mm}$;
- la machine doit pouvoir fonctionner avec 5 moteurs seulement sur les 6.

Question 33 : Exprimer l'énergie cinétique du LuneXplorer©.

Question 34 : Exprimer la somme des puissances internes et externes exercées sur le LuneXplorer© au moment du freinage.

On retient $C_f = 2\,600 \text{ N}\cdot\text{m}$ comme valeur de couple de freinage total avec les 3 freins actifs.

Question 35 : Après avoir explicité le théorème utilisé, **exprimer** le temps de freinage t_f nécessaire pour arrêter la machine avec le dispositif de freinage d'urgence. **Calculer** ce temps de freinage. **Conclure**.

Question 36 : Réitérer le calcul avec seulement 2 freins fonctionnels sur les 3. **Conclure**.

Question 37 : Proposer, le cas échéant, une solution simple permettant de réduire le temps de freinage.

4^E PARTIE : DÉFINITION DU PROCESSUS D'USINAGE DU SUPPORT MOTEUR (Durée conseillée : 45 min)

Objectif : valider les spécifications du dessin de définition du support moteur et les choix technologiques de sa fabrication.

En cours de projet, l'entreprise sollicite des entreprises sous-traitantes pour étudier la faisabilité de la réalisation de différentes pièces du mécanisme.

On trouve parmi les pièces qui seront obtenues par usinage, le support moteur. Cette pièce figure dans son contexte d'assemblage sur le document DT1 et son dessin de définition incomplet est représenté sur le document DT5.

L'entreprise JMD-TAS, spécialisée dans la réalisation de pièces mécaniques par usinage, est consultée pour une proposition technique et commerciale (voir document DT6).

L'entreprise choisit de s'approvisionner en bruts de $\varnothing 500 \text{ mm}$, débités par sciage à la longueur de 110 mm .

Question 38 : Analyser et interpréter les spécifications suivantes, tirées du document DT5, en complétant le document réponse DR2.

B			
	0,02		
//	0,05	A	
\oplus	0,1	A	

Question 39 : Justifier la hiérarchisation de ces spécifications au regard des tolérances portées sur chacune d'entre elles.

Question 40 : Analyser et interpréter les spécifications suivantes, tirées du document DT5, en complétant le document réponse DR3.

x12 $\varnothing 15,00 \text{ H}11$			
$\varnothing 34 \nabla 16$			
\oplus	$\varnothing 0,1$	B	C

Les moteurs d'entraînement présentent en général une tolérance h7 au niveau de leur centrage sur le « bâti ».

Question 41 : Proposer et justifier, pour l'élément C (voir document DT5), une tolérance normalisée sur le diamètre 270 mm conforme à la fonctionnalité attendue.

Question 42 : Proposer et justifier, pour l'élément C (voir document DT5), une spécification géométrique conforme à la fonctionnalité attendue.

Question 43 : Décliner les critères pris en compte pour choisir les surfaces de mise en position lors du départ d'usinage sur brut.

Question 44 : Proposer et justifier une gamme de fabrication compatible avec les moyens disponibles, au regard des différentes spécifications attendues sur le document DT5.

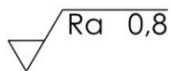
Question 45 : Compléter le document DR4 en représentant pour chaque phase d'usinage, à l'aide d'un croquis, les surfaces usinées, la mise en position isostatique et le maintien en position du support moteur. **Faire apparaître** le système d'axes normalisés de chaque machine sur le croquis.

En première approche, l'entreprise envisage de réaliser les pièces sur un de leurs tours disponibles : le tour vertical HANKOOK VTB(C) 160E (voir document DT7).

Lors de l'usinage, en ébauche, il est prévu d'utiliser les conditions de coupe suivantes :

- profondeur de passe : $a_p = 6 \text{ mm}$;
- avance : $f_n = 0,5 \text{ mm} \cdot \text{tour}^{-1}$;
- vitesse de coupe : $V_c = 140 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$;
- pression spécifique de coupe (« tournage dur ») : $K_c = 2500 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$.

Question 46 : Établir l'expression de la puissance nécessaire à la coupe et **calculer** la puissance nécessaire à cette opération sur brut. **Conclure** quant à la capacité de la machine à réaliser cet usinage.

Lors de l'usinage, en finition, des surfaces spécifiées  (voir document DT5), il est prévu d'utiliser les paramètres suivants :

- profondeur de passe : $a_p = 0,5 \text{ mm}$;
- avance : $f_n = 0,2 \text{ mm} \cdot \text{tour}^{-1}$;
- vitesse de coupe : $V_c = 160 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$;
- rayon de plaquette : $R_\varepsilon = 0,4 \text{ mm}$.

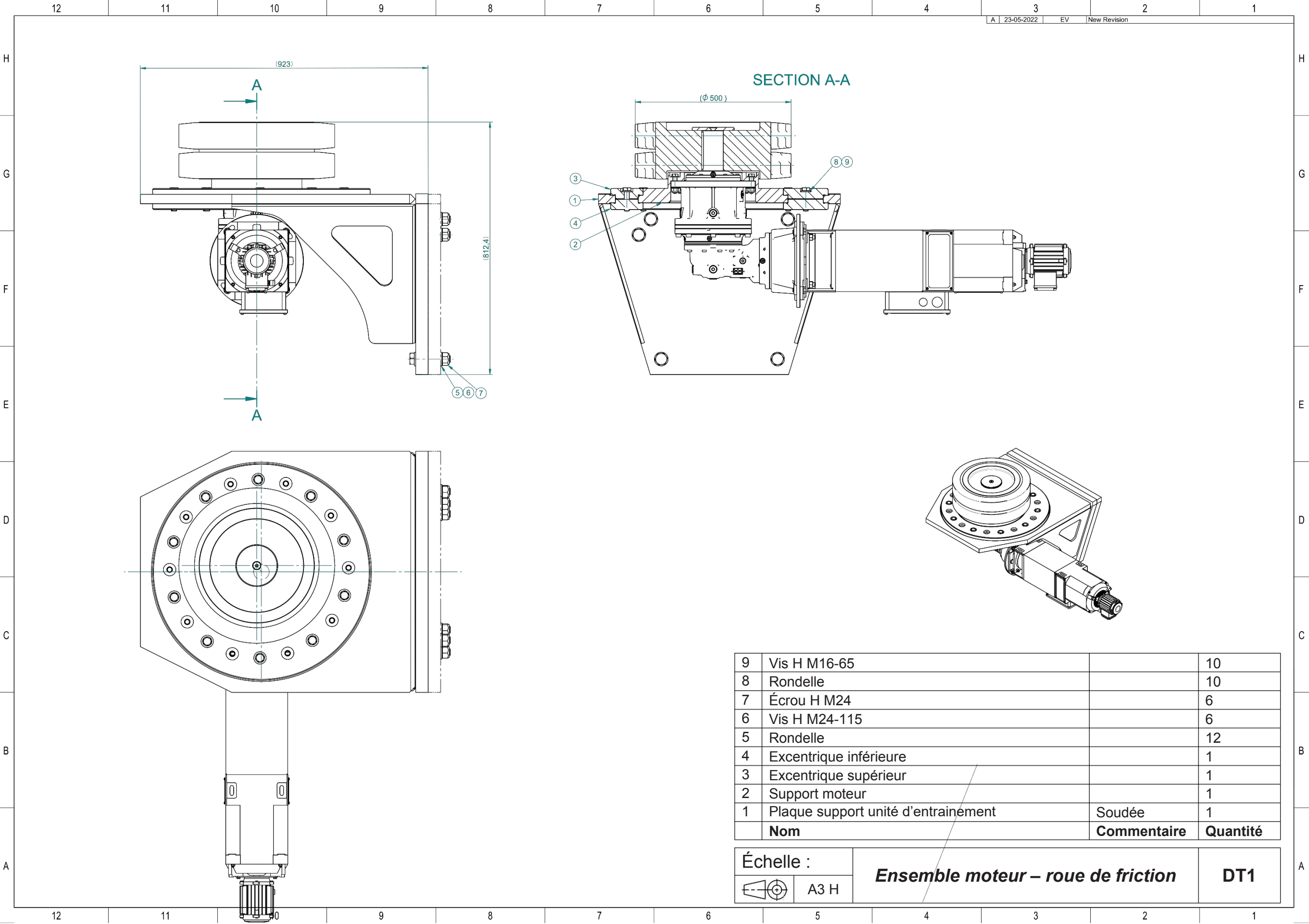
On considère que la rugosité $R_a = 0,8 \mu\text{m}$ équivaut à une rugosité totale $R_t = 6 \mu\text{m}$.

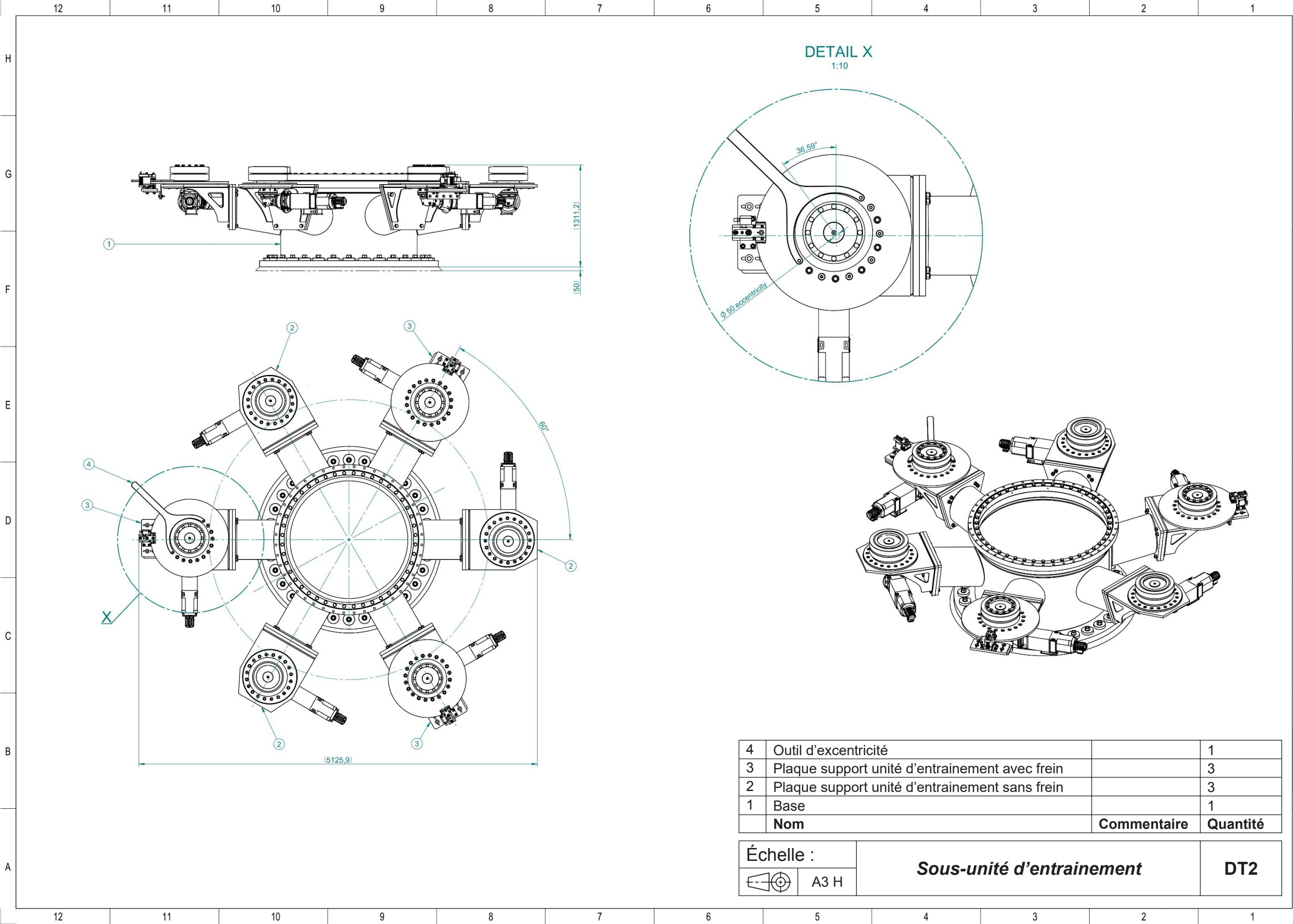
Question 47 : Établir l'expression de la rugosité totale R_t attendue dans ces conditions et **calculer** sa valeur. **Conclure** quant à la validité de ces paramètres d'usinage en finition.

DT – DOCUMENTS TECHNIQUES :

Documents spécifiques et relatifs au support de l'étude, données techniques) :

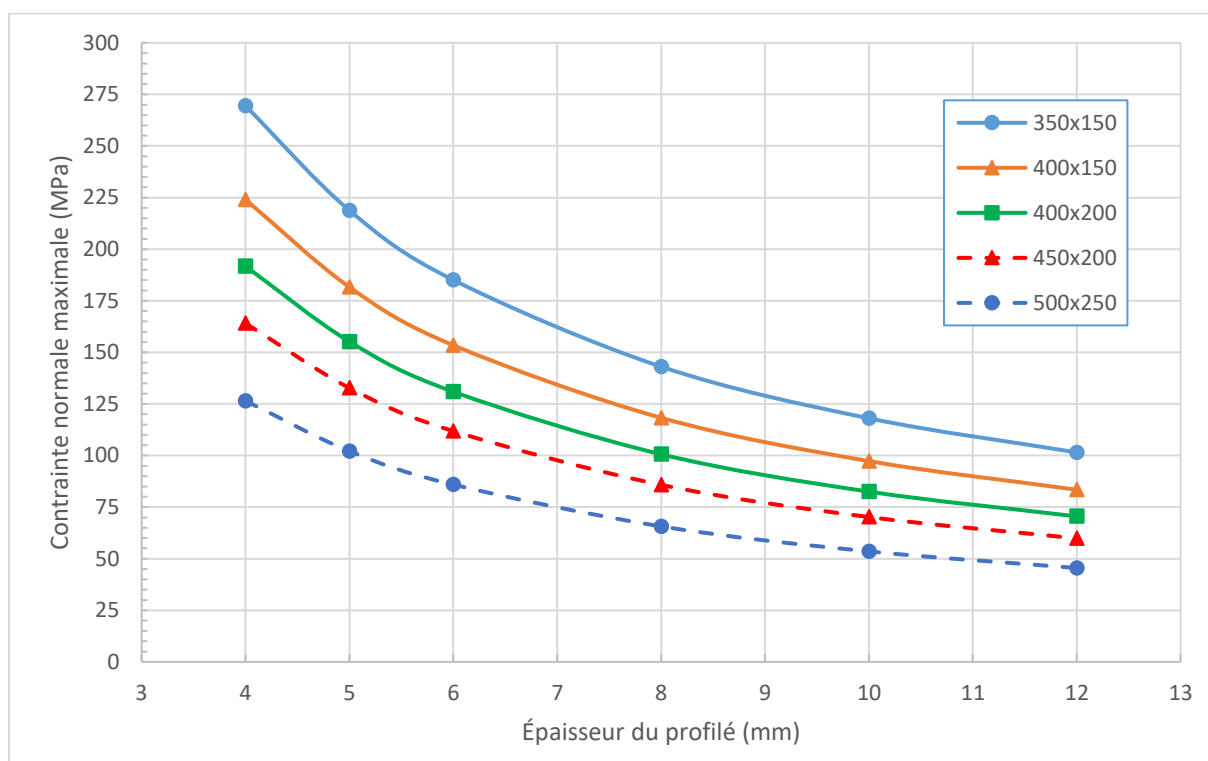
- **DT1** : plan de l'ensemble moteur – roue de friction ;
- **DT2** : plan de la sous-unité d'entraînement ;
- **DT3** : propriétés des profilés de barres à section rectangulaire ;
- **DT4** : frein d'arrêt d'urgence ;
- **DT5** : dessin de définition du support moteur ;
- **DT6** : parc machines de l'entreprise JMD-TAS ;
- **DT7** : extrait de la fiche technique du tour HANKOOK (2 *feuilles*).



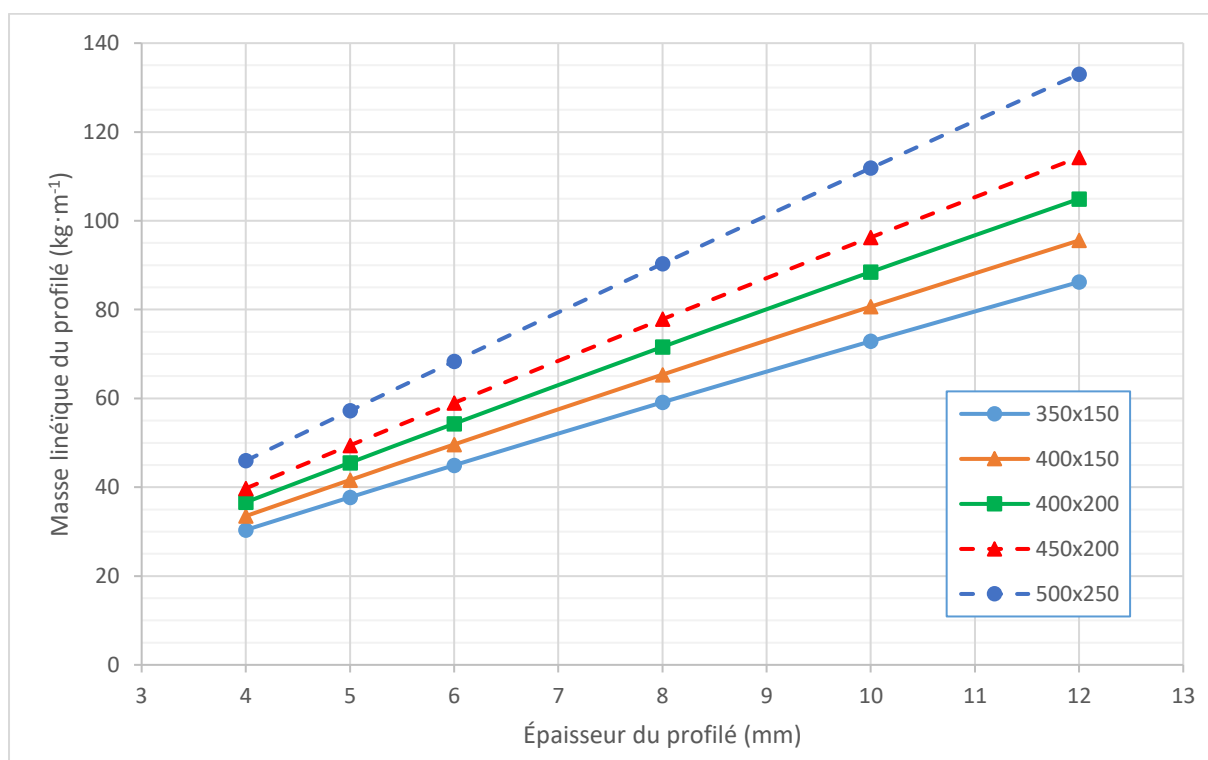


DT3 – Propriétés des profilés de barres à section rectangulaire

Évolution de la contrainte normale maximale en fonction de l'épaisseur matière du profilé, pour le cas de chargement étudié



Évolution de la masse linéique du profilé en fonction de son épaisseur matière

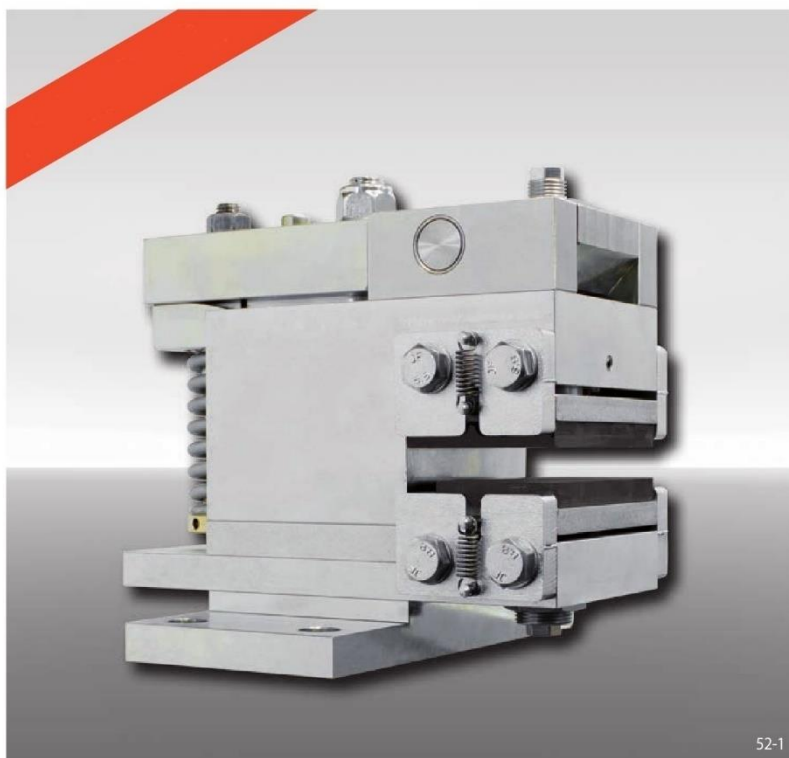


DT4 – Frein d'arrêt d'urgence

Pince de frein EV 028 FEM et EH 028 FEM

serrage par ressort – desserrage électromagnétique

RINGSPANN®



52-1

Caractéristiques

	Code
Pince de frein avec électroaimant	E
Montage parallèle au disque ou montage perpendiculaire au disque	V H
Taille 028	028
Serrage par ressort	F
Desserrage électromagnétique	E
Compensation manuelle de l'usure des garnitures	M
Tension d'alimentation 220 à 240 VAC	240
Tension d'alimentation 380 à 480 VAC	480
Electroaimant en position centrale	M
Epaisseur du disque 10 ... 16 mm	12
ou 18 ... 26 mm	25

Exemple de commande

Pince de frein EV 028 FEM, tension d'alimentation 400 VAC, électroaimant en position centrale, épaisseur du disque 15 mm:

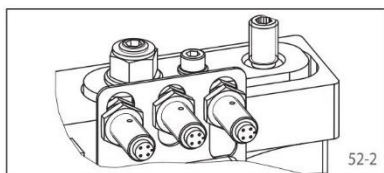
EV 028 FEM - 480 M - 12

Avantages

La pince de frein EV 028 FEM ou EH 028 FEM est un frein à disque très compact et à haute efficacité avec une faible consommation d'énergie. Son montage flottant compense les petits défauts d'alignement du disque de frein. Le boîtier électronique intégré réduit automatiquement la consommation d'énergie en position ouverte.

Options

- Disponible avec la certification cCSAus
- Capteur inductif de proximité pour positions "pince ouverte" / "pince fermée" ou pour signal d'usure des garnitures



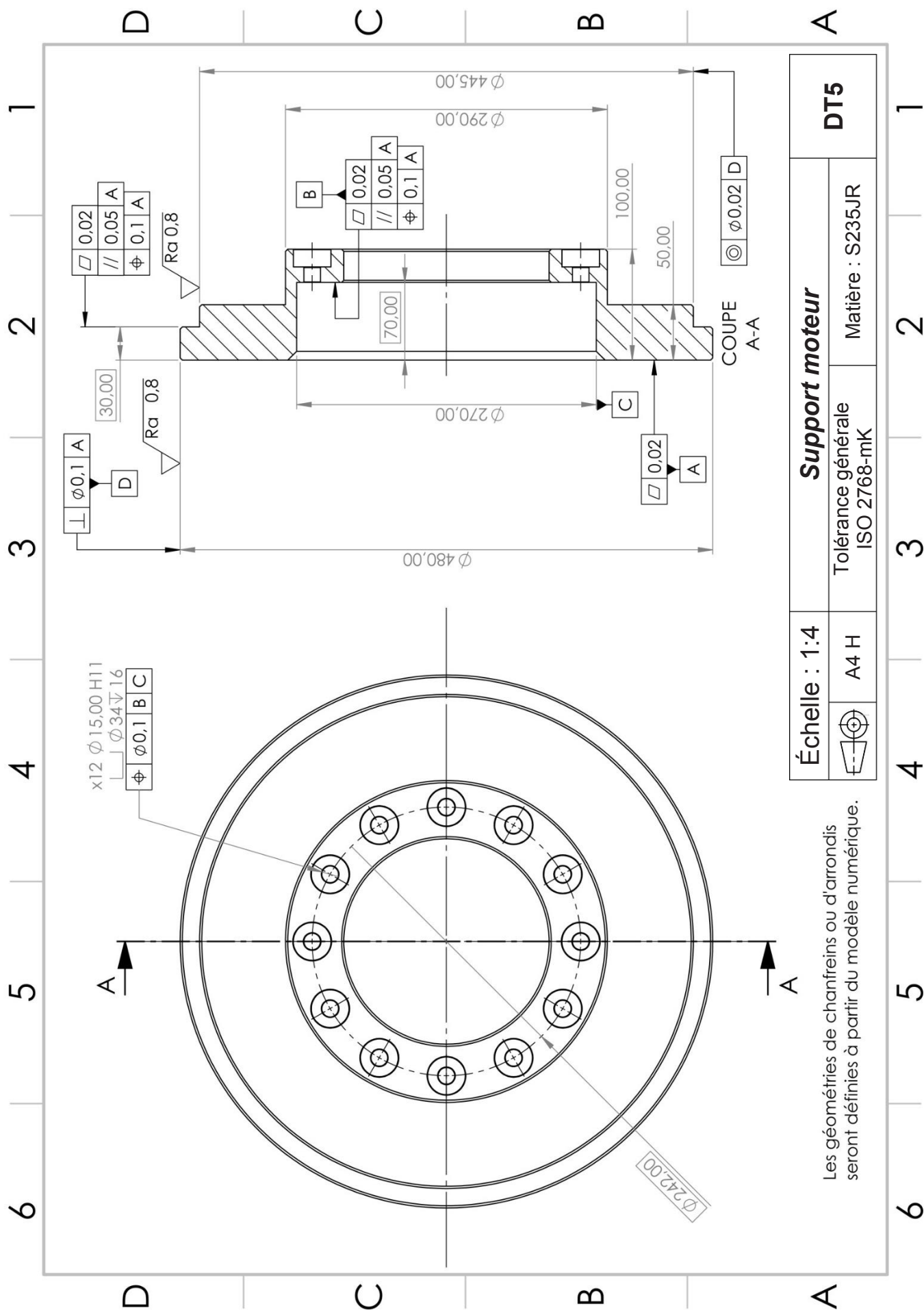
52-2

Données techniques


Ajustement de la force de serrage et du couple de freinage	60 - 100%
Consommation d'énergie en position ouverte	15 W 19 W (facteur de service 100%)
Fusible	10 A, Type "B"
Nombre max. de déclenchement	360/h avec température ambiante de 20°C
Fréquence de déclenchement*	au moins 8 secondes entre 2 déclenchements
Poids	24 kg

Les couples donnés dans ce tableau sont calculés avec un coefficient de friction de 0,4.

* Fréquence de déclenchement plus courte sur demande



Les géométries de chanfreins ou d'arrondis seront définies à partir du modèle numérique.

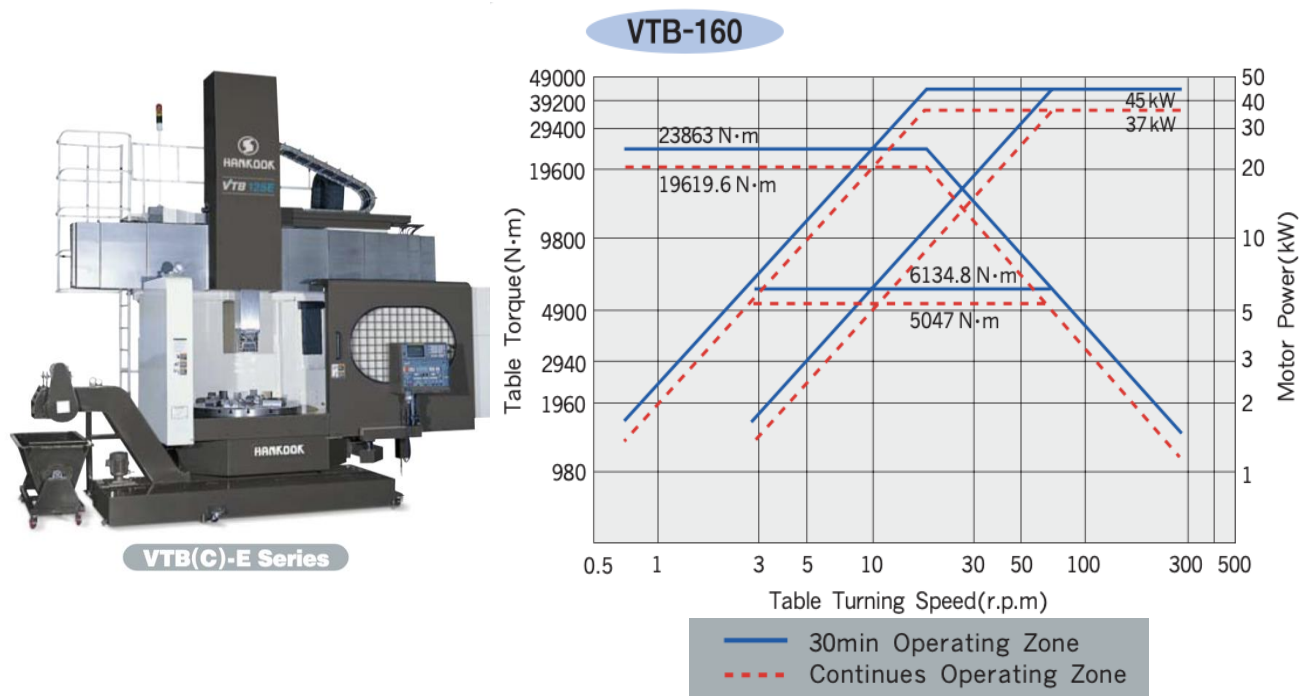
DT5	Support moteur	
	Tolérance générale ISO 2768-mK	Matière : S235JR
Échelle : 1:4		
 A4 H		

DT6 – Parc machines de l'entreprise JMD-TAS

Machines de fraisage

Machine	Nombre d'axes continus	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)	A (mm)	B (mm)	C (mm)
MCM Tank 1300 TT	5	1 400	1 300	1 400	175		360
LINEA Metro N	4	1 150	850	910		360	
TOYODA FH630SX	4	1 000	800	850		360	
HERMLE C1200U	5	1 000	800	600	110		360

DT7 – Extrait de la fiche technique du tour HANKOOK (feuillet 1/2)



DT7 – Extrait de la fiche technique du tour HANKOOK (feuille 2/2)

Items		Unit	VTB/VTC				
			100T	100	125 125E	140 140E	160 160E
Capacité	Max. turning diameter	mm(inch)	1250(49.2)		1600(63)		2000(78.7)
	Max. turning height	mm(inch)	800(31.5)		900(35.4) 1400(55.1)		
	Max. torque	N·m(lbf.ft)	12005(8860)		17885(13200)	20433(15100)	23863(17600)
	Max. cutting force	kgf(lbs)	2000(4410)		3000(6615)		
	Max. workpiece weight	kg(lbs)	4000(8820)		8000(17640)		10000(22100)
Table	Table diameter	mm(inch)	1000(39.4)		1250(49.2)	1400(55.1)	1600(63)
	Table speed	rpm	1.1~450		0.9~360	0.8~320	0.7~280
	Table speed range	step	Auto. 2-step				
Axe C	Min. index angle	deg.	0.001°				
	Cutting feedrate	deg/min	0~1200				
	Max. speed	rpm	3.333				
Broche outils	Tool size	mm(inch)	□ 32(□ 11/4)				
	Spindle taper	-	ISO 7/24 No.50				
	Mill spindle speed	rpm	30~3000				
	Max. mill spindle torque	N·m(lbf.ft)	-	186(137)	235(173)		
	Ram cross section	mm(inch)	220×220(8.66×8.66)				
Courses et vitesses	X-axis travel(Saddle horizontal)	mm(inch)	1390(55)	1300(51)	1600(63)		1900(75)
	Z-axis travel(Ram Vertical)	mm(inch)	800(31.5)		900(35.4)		900(35.4)
	Vertical travel of cross rail	mm(inch)	-		700(27.5)		
	X/Z-axis cutting feedrate	mm/min(ipm)	Max.7500(295)				
	X/Z-axis rapid traverse	mm/min(ipm)	7500(295)				
	Cross rail rapid traverse	mm/min(ipm)	-		300(12)		
Unité de fraisage	Type of tool holder	-	MAS BT50				
	Tool magazine capacity	VTB	set	Turning 6-tool: VTB-100T, Turning 12-tool: VTB-100/125/140/160			
		VTC		16-tool(Turning 8, Milling 8): VTC-100 24-tool(Turning 12, Milling 12): VTC-125/140/160			
	Max. tool weight	kg(lbs)	50(110)				
	Type of pull stud	-	P50T-I				
Moteur	Table motor	kW(HP)	AC 37/30(50/40)		AC 45/37(60/50)		
	Mill spindle motor	(30min/cont.)	-	AC 15/11	AC 18.5/15(25/20)		
	C-axis motor	kW(HP)	-	AC 4(5.3)	AC 7(9.3)		
	X/Z-axis servo motor	kW(HP)	AC 4(5.3)		AC 7(9.3)		

DR – DOCUMENTS RÉPONSES :

Documents qui seront à compléter et à rendre par le (ou la) candidat(e) avec la copie

Tous les documents réponses doivent être rendus, même non complétés

Tous les documents réponses sont à rendre, même non complétés

- **DR1** : comparatif des traitements thermiques pour les engrenages ;
- **DR2** : analyse et interprétation des spécifications ;
- **DR3** : analyse et interprétation des spécifications ;
- **DR4** : gamme de fabrication du support moteur (*2 feuillets*).

NE RIEN ECRIRE DANS CE CADRE

DR1 – Comparatif des traitements thermiques pour les engrenages

Question 5


Traitement	Description	Avantages	Inconvénients
Cémentation			
Nitruration			
Trempe superficielle par induction			
Traitement à cœur			

Modèle CMEN v3

Nom de famille : []
(Suivi, s'il y a lieu, du nom d'usage)

Prénom(s) : []

Numéro Candidat : [] [] [] [] [] [] [] [] [] [] **Né(e) le :** [] [] / [] [] / [] [] [] []



Cadre réservé aux candidats de concours de recrutement et examens professionnels

Concours : **Option / Section :** **N° d'inscription :** [] [] []

Cocher une seule case parmi les six types de concours suivants :
☐ externe ☐ 3^e externe ☐ externe spécial ☐ interne ou 1^{er} interne ☐ 2nd interne ☐ 2nd interne spécial

Examen professionnel pour l'avancement au grade de :

Cadre réservé aux candidats d'examens et du concours général

Examen : **Série / Spécialité :**

Epreuve - Matière : **Session :**

EAI SIM 2

DR2 - DR3

**Tous les documents réponses sont à rendre,
même non complétés.**

NE RIEN ECRIRE DANS CE CADRE

DR2 – Analyse et interprétation des spécifications

Question 38

Analyse et interprétation des spécifications suivantes :

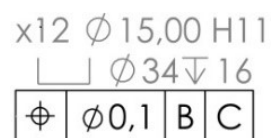
B		
▢	0,02	
//	0,05	A
⊕	0,1	A

Type de spécification	Élément(s) tolérancé(s)	Élément(s) de référence	Référence(s) spécifiée(s)	Zone de tolérance et condition de conformité
Forme Orientation Position Battement	Unique Groupe	Unique Multiples	Simple Commune Système	Simple Composée

DR3 – Analyse et interprétation des spécifications

Question 40

Analyse et interprétation des spécifications suivantes :



Intervalle de tolérance Ø 15,00 H11 : $^{+0,11}_0$ (selon ISO 286-2)

Type de spécification	Élément(s) tolérancé(s)	Élément(s) de référence	Référence(s) spécifiée(s)	Zone de tolérance et condition de conformité
Forme Orientation Position Battement	Unique Groupe	Unique Multiples	Simple Commune Système	Simple Composée

DR4 – Gamme de fabrication du support moteur (*feuille 1/2*)

Question 45

Les documents proposés ne préjugent pas du nombre de phases de la gamme.

Phase :	Machine :
Croquis :	Mise en position : Maintien en position : Justifications :
Phase :	Machine :
Croquis :	Mise en position : Maintien en position : Justifications :

NE RIEN ECRIRE DANS CE CADRE

DR4 – Gamme de fabrication du support moteur (feuille 2/2)

Question 45 (suite)

Les documents proposés ne préjugent pas du nombre de phases de la gamme.

Phase :	Machine :
Croquis :	Mise en position : Maintien en position : Justifications :
Phase :	Machine :
Croquis :	Mise en position : Maintien en position : Justifications :

NE RIEN ECRIRE DANS CE CADRE