

SESSION 2024

**AGRÉGATION
CONCOURS EXTERNE**

Section : SCIENCES INDUSTRIELLES DE L'INGÉNIEUR

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

**CONCEPTION PRÉLIMINAIRE D'UN SYSTÈME,
D'UN PROCÉDÉ OU D'UNE ORGANISATION**

Durée : 6 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 | Section/option | Epreuve | Matière |
|----------|----------------|---------|---------|
| EAE | 1414A | 103 | 1268 |

Présentation du système

Venturi est un constructeur historique français de voitures de sport. En 2000, l'entreprise, transférée à Monaco, subit une transformation radicale lorsqu'elle se tourne résolument vers les véhicules électriques. Elle se lance dans la conception et la fabrication d'un engin chenillé à motorisation électrique conçu pour l'exploration polaire : le Venturi Antarctica, dont l'étude fait l'objet de cette épreuve.

L'origine de ce projet vient du constat que les stations de recherche scientifiques ne disposaient pas de véhicules à impact environnemental réduit. Par le biais de la Fondation Prince Albert II de Monaco, Venturi s'est alors vu confier la mission d'apporter une solution zéro émission permettant l'accès aux zones d'études scientifiques.

Ses caractéristiques principales sont :

- Masse : 2,5 tonnes
- Motorisation : 2 moteurs synchrones à flux axial, de puissance 60 kW chacun
- Capacité de batterie : 53 kWh
- Autonomie : 50 à 200 km
- Chenilles : caoutchouc naturel sur ceinture d'aramide d'origine Camso (groupe Michelin)



Figure 1: Venturi Antarctica

Ce sujet comporte cinq parties qui peuvent être traitées de manière indépendantes.

Chacune des parties vise des objectifs spécifiques :

- la première partie s'intéresse au confort et la sécurité des occupants lors d'une commande de virage du véhicule ;
- la deuxième partie modélise un point critique du système : la tenue de l'encastrement de la poutre supérieure avec le châssis ;
- la troisième partie analyse le système de prétension de la chenille ;
- dans la quatrième partie, les candidats concevront le guidage en rotation d'un galet ;
- la dernière partie permet d'optimiser les éléments de suspension du véhicule.

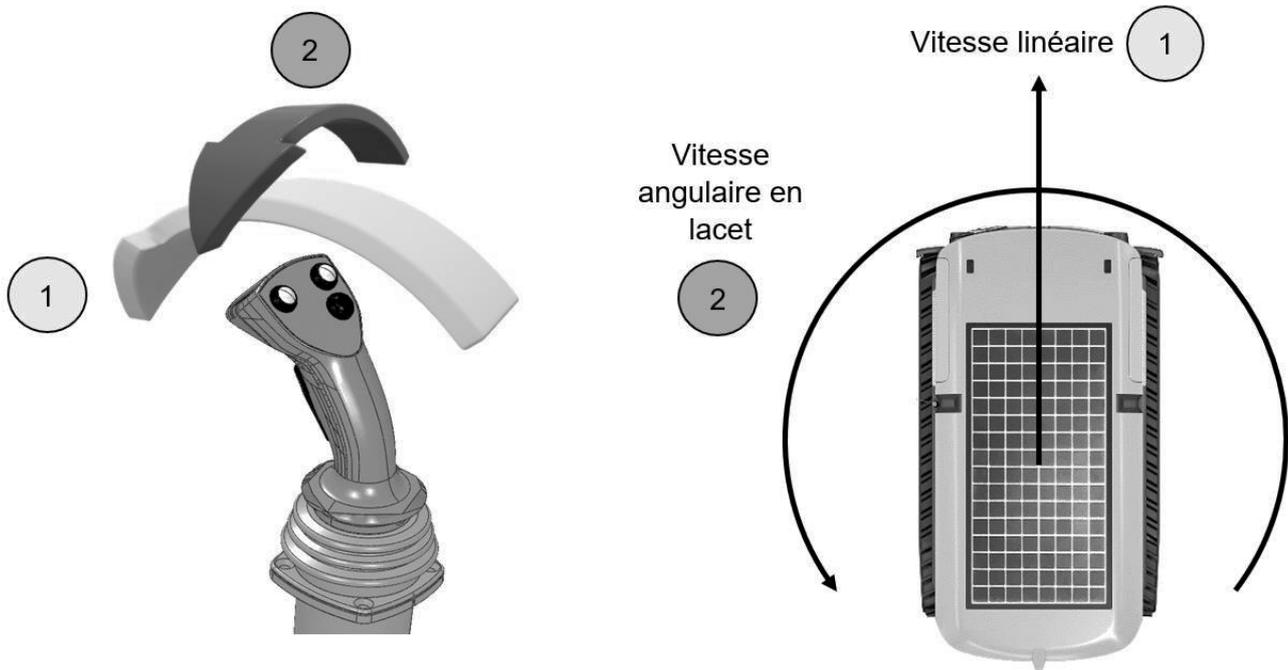
Les documents DR1 à DR7 sont à rendre avec la copie.

Partie I : étude cinématique des commandes d'avance et de virage

Problématique : afin d'assurer le confort et la sécurité des occupants du véhicule, le concepteur souhaite s'assurer qu'une commande de virage ne modifie pas la vitesse linéaire du véhicule.

Le véhicule se pilote au moyen d'un levier de commande de type « joystick ». Le fonctionnement est défini comme suit et illustré par la Figure 2 :

- un mouvement du levier de commande dans un plan longitudinal (avant-arrière) permet de générer une consigne de vitesse linéaire de l'engin (flèche d'implication « 1 » sur la figure 2) ;
- un mouvement du levier de commande dans un plan transversal (droite-gauche) génère une consigne de vitesse de rotation en lacet de l'engin (autour d'un axe normal au sol - voir flèche d'implication « 2 » sur la figure 2).



Mouvements de l'opérateur

Consignes générées correspondantes

Figure 2 : vue de dessus du véhicule - consignes générées par le joystick

Objectif : déterminer les paramètres d'une commande assurant le découplage des consignes de vitesse linéaire et de rotation en lacet.

Sur la figure 3 ci-dessous, le point G (respectivement D) est situé au centre géométrique du contact de la chenille gauche (respectivement droite) avec le sol. Par ailleurs, $DI=IG$.

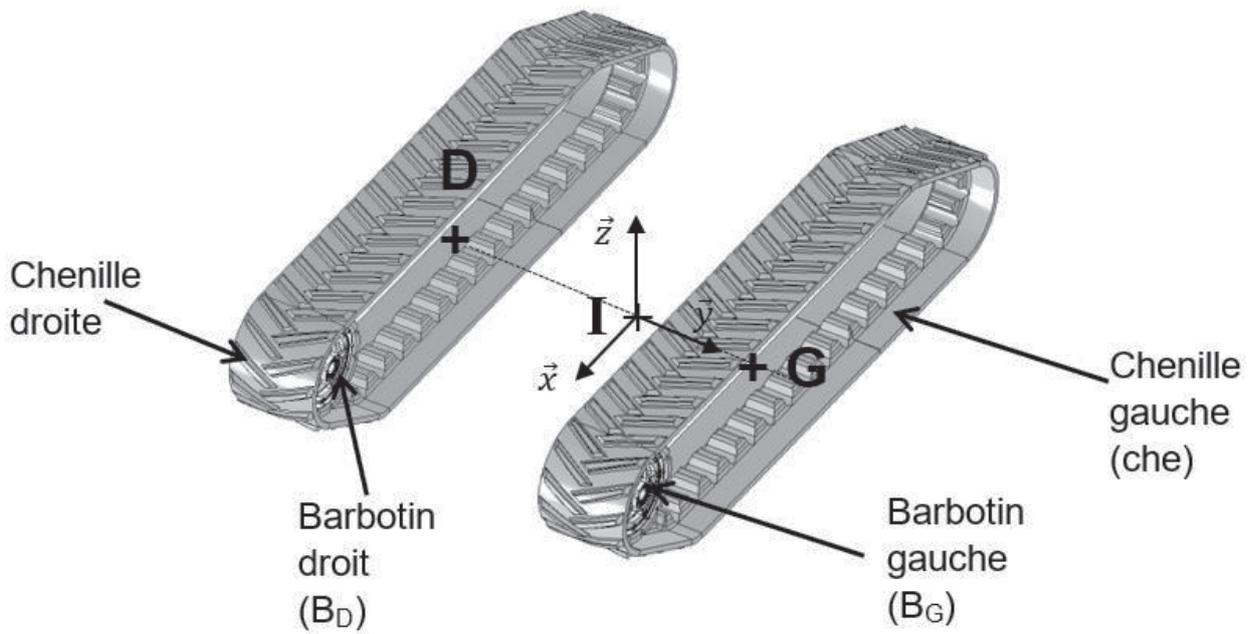


Figure 3 : vue en perspective des chenilles et barbotins gauches et droits seuls

Soit le système matériel $S_G = \{\text{chenille gauche} + \text{tous les éléments de suspension associés} + \text{barbotin gauche}\}$, entièrement représenté en Figure 4.

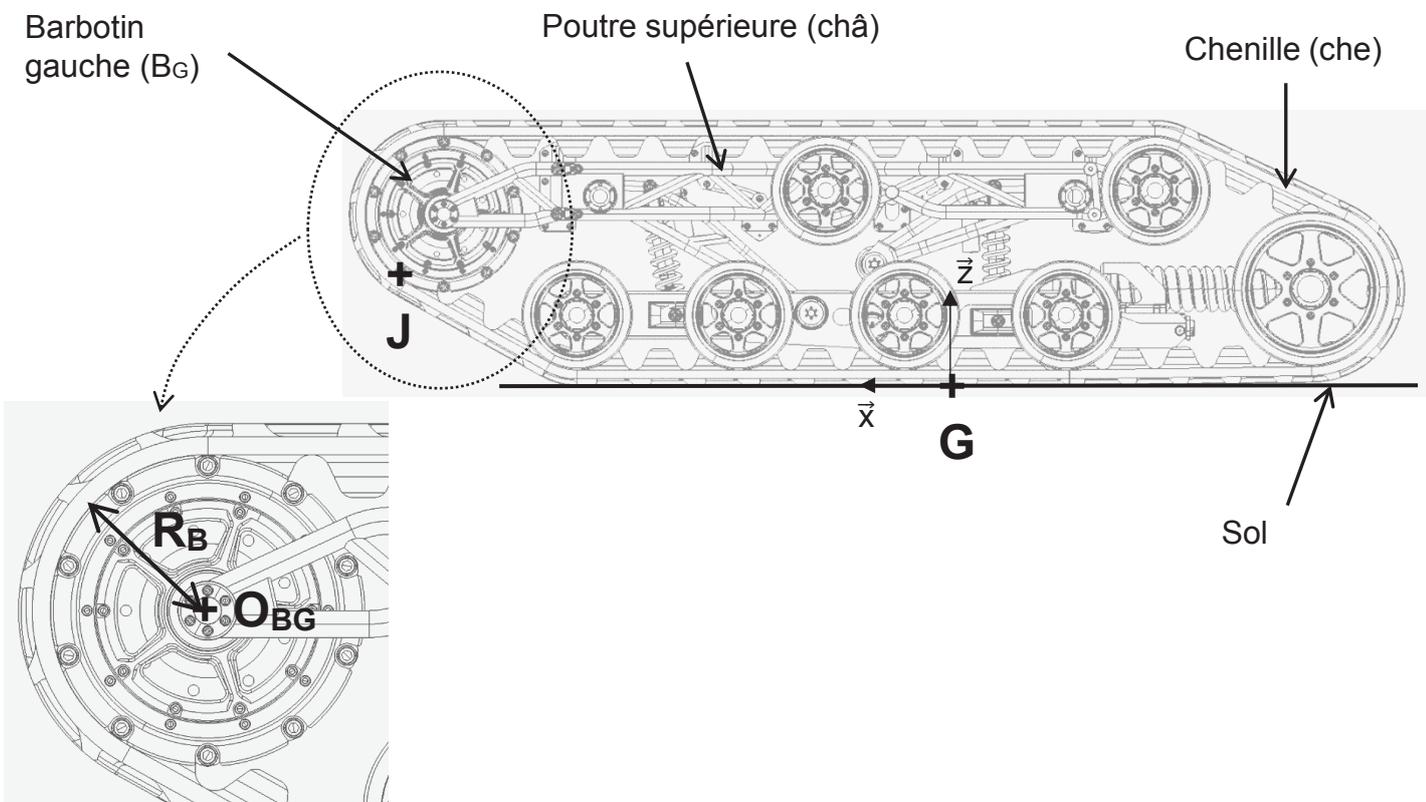


Figure 4 : vue de gauche du système matériel S_G et paramétrage du barbotin

Hypothèses :

- la chenille est inextensible ;
- il y a roulement sans glissement en G entre la chenille et le sol ;
- la poutre supérieure est en liaison complète avec le châssis ;
- les barbotins gauche et droit (respectivement B_G et B_D) sont en liaisons pivots de centre O_{BG} (respectivement O_{BD}) et d'axe \vec{y} avec le bâti.

Paramétrage :

- rayon d'un barbotin : R_B ;
- le barbotin gauche a une vitesse de rotation par rapport au châssis notée $\vec{\Omega}(B_G/\text{châ})$ telle que $\vec{\Omega}(B_G/\text{châ}) = \omega_{BG/\text{châ}} \vec{y}$; de même, $\vec{\Omega}(B_D/\text{châ}) = \omega_{BD/\text{châ}} \vec{y}$;
- la voie v du véhicule est la distance DG . Par conséquent : $\overline{DG} = v \vec{y}$;
- la vitesse angulaire en lacet du châssis par rapport au sol sera notée $\vec{\Omega}(\text{châ}/\text{sol})$ telle que $\vec{\Omega}(\text{châ}/\text{sol}) = \omega_{\text{châ}/\text{sol}} \vec{z}$;
- la vitesse linéaire du véhicule par rapport au sol correspond à $\vec{V}(I, \text{châ}/\text{sol}) = V \vec{x}$.

Étude du mouvement du système matériel S_G dans le plan (G, \vec{z}, \vec{x})

Question 1 - Exprimer $\vec{V}(G, \text{châ}/\text{sol})$ en fonction de $\omega_{BD/\text{châ}}$ et des dimensions caractéristiques du système. Exprimer de même $\vec{V}(D, \text{châ}/\text{sol})$ en fonction de $\omega_{BG/\text{châ}}$ et des dimensions caractéristiques du système.

Étude du mouvement du châssis dans le plan (G, \vec{x}, \vec{y})

Question 2 - En considérant que le barbotin droit impose la vitesse $\vec{V}(D, \text{châ}/\text{sol})$, et que le barbotin gauche impose $\vec{V}(G, \text{châ}/\text{sol})$ selon les relations trouvées précédemment, exprimer $\vec{V}(I, \text{châ}/\text{sol})$ en fonction de $\omega_{BD/\text{châ}}$ et $\omega_{BG/\text{châ}}$, et de caractéristique(s) géométrique(s) du véhicule.

Gestion de la vitesse de rotation en lacet

Question 3 - Exprimer la vitesse de rotation en lacet du véhicule $\vec{\Omega}(\text{châ}/\text{sol})$ en fonction de $\omega_{BD/\text{châ}}$, $\omega_{BG/\text{châ}}$, et de dimension(s) caractéristique(s) d'Antartica.

Élaboration de la commande

Question 4 - En conclusion de cette partie, proposer sur le schéma-blocs du document réponse DR 1 le modèle d'élaboration de la commande découplée des vitesses de rotation des barbotins gauche $\omega_{BG/\text{châ}}$ et droit $\omega_{BD/\text{châ}}$, en fonction des consignes imposées par le pilote : V et $\omega_{\text{châ}/\text{sol}}$.

Partie II : analyse partielle de l'encastrement de la poutre supérieure avec le bâti

Problématique : certaines zones de la poutre supérieure subissent des charges importantes, de plusieurs origines. Une de ces zones a été identifiée, au niveau de l'encastrement de la platine de fixation arrière entre la poutre supérieure et le châssis.

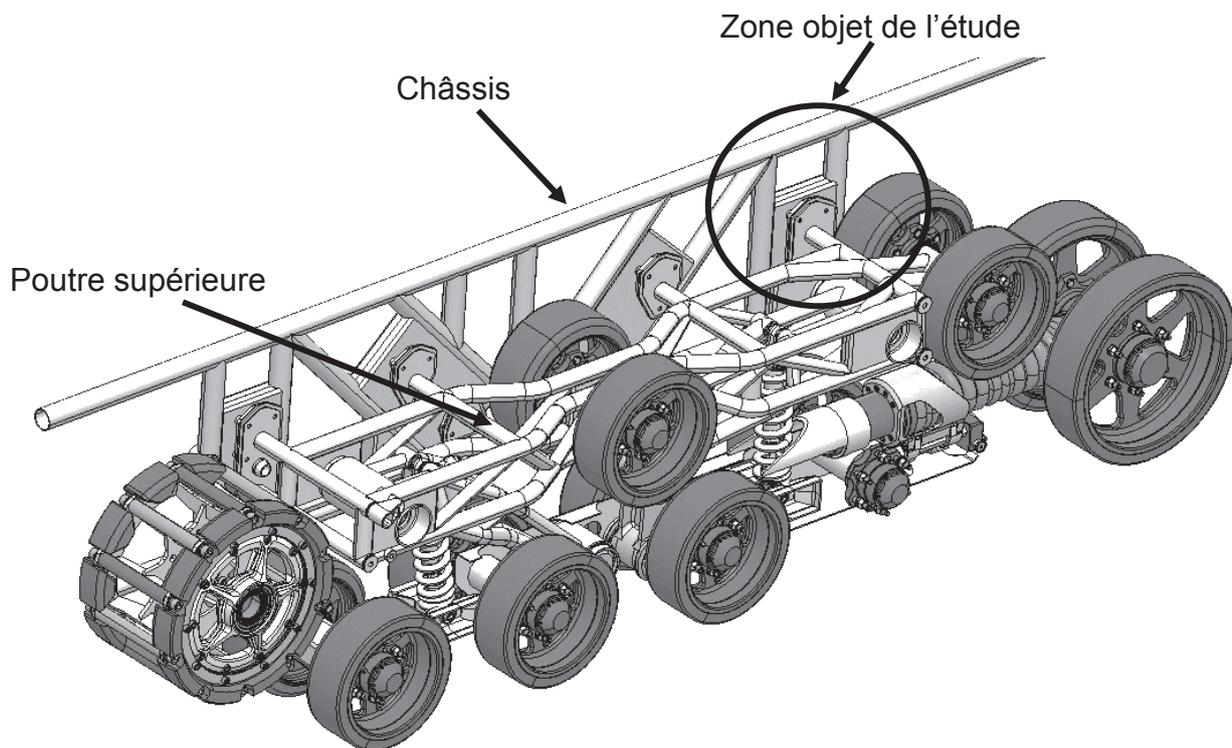


Figure 5 : vue en perspective du système matériel S_G chenille retirée

Objectif : quantifier les charges, et établir les conditions limites d'une simulation par la méthode des éléments finis, dont les résultats nous permettront de proposer des solutions minimisant le risque de défaillance dans la zone considérée.

La poutre supérieure est un ensemble mécano-soudé réalisé en 25CrMo4 d'une limite élastique de 450 MPa.

Question 5 - Donner la famille et la composition de ce matériau.

Dans un premier temps il faut définir les conditions limites en déplacements à appliquer dans la simulation. Les Figure 5 à Figure 9 détaillent la liaison de la poutre supérieure avec le châssis.

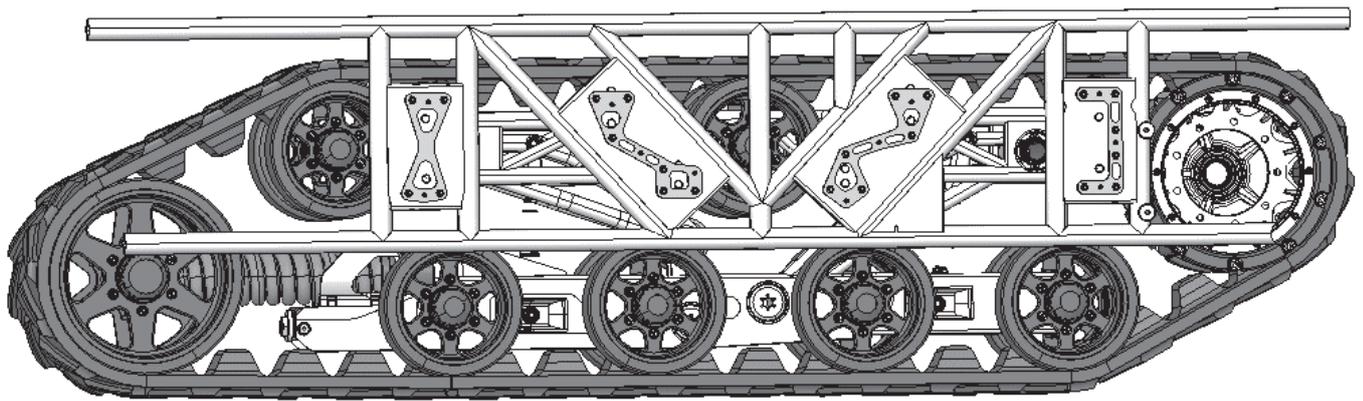


Figure 6 : vue arrière de la liaison encastrement de la poutre supérieure avec le châssis

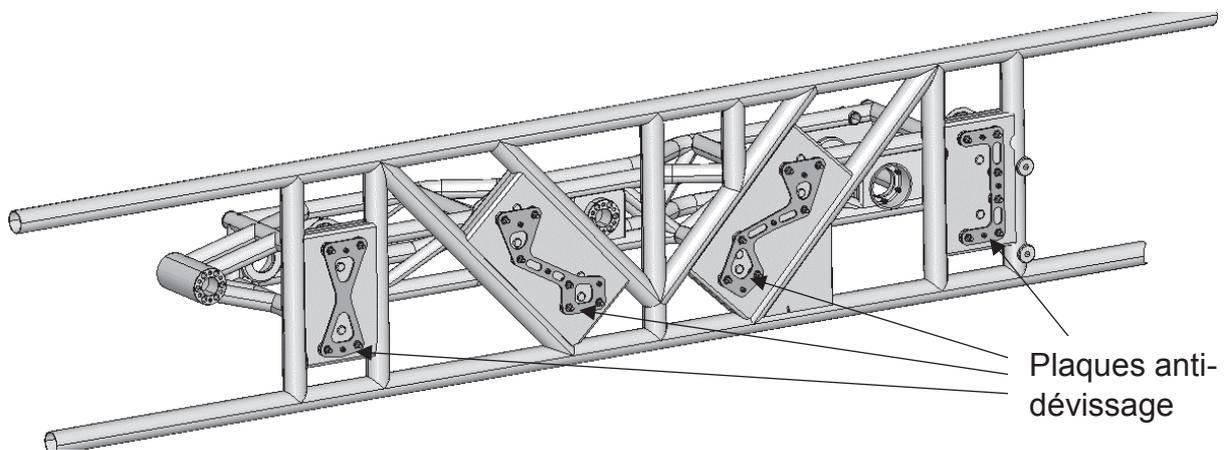


Figure 7 : vue arrière de l'ensemble poutre supérieure + châssis

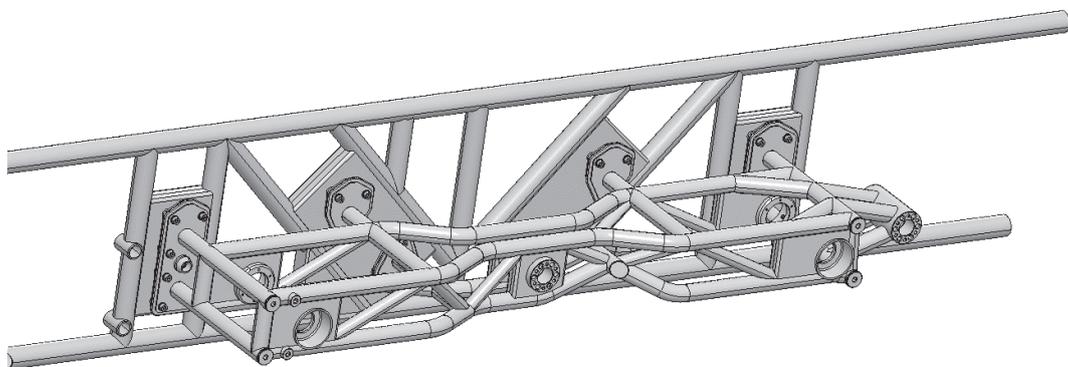


Figure 8 : vue avant de l'ensemble poutre supérieure + châssis

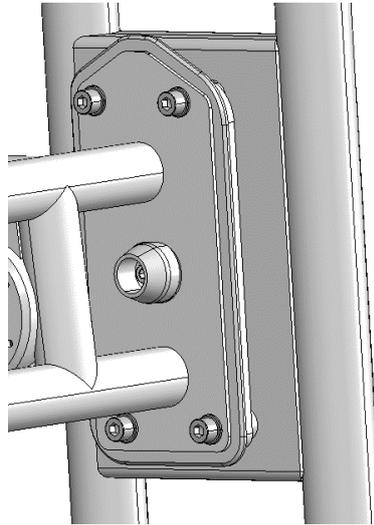


Figure 9 : agrandissement d'une des liaisons poutre supérieure – châssis au niveau d'une platine

Question 6 - Expliquer et justifier la ou les condition(s) limite(s) en déplacements à mettre en place et la ou les surface(s) concernée(s). Représenter ces conditions sur le document réponse DR 2.

Dans un second temps, il faut définir les conditions limites en effort à appliquer à la simulation. Les deux raisons potentielles générant une surcharge au niveau de l'interface poutre supérieure / châssis sont les suivantes :

- **Moment généré par le sol sur la chenille**

Lors d'un virage, au vu de la géométrie du contact de la chenille avec le sol, il ne peut y avoir roulement sans glissement en chaque point de contact. Par conséquent, un moment va être généré par le sol sur la chenille, dont l'intensité dépend de la géométrie du contact chenille / sol et du coefficient de frottement chenille / sol.

- **Tension de la chenille**

Afin que le barbotin soit en capacité de fournir une action mécanique d'intensité adéquate à la chenille, une tension de pose non nulle de celle-ci est nécessaire. Cette prétension de la chenille évite à celle-ci de se déloger des galets, et limite les phénomènes vibratoires nuisibles au confort et à la sécurité des occupants du véhicule.

La prétension est réglable via un dispositif dédié. Cependant, une surtension involontaire peut entraîner des efforts sur les galets nuisibles à la fiabilité des différentes liaisons.

A. Étude du moment du sol sur la chenille

Hypothèses :

- le cas critique générant le moment le plus important du sol sur la chenille est celui d'une rotation sur place, sur un sol enrobé de goudron sec ;
- la composante de vitesse de glissement d'un point courant de la chenille avec le sol, par rapport au sol, n'a de composante que latérale (sur \vec{y}), celle sur \vec{x} étant négligeable ;
- au vu du point ci-dessus, et des dimensions de la zone de contact entre la chenille et le sol (la longueur de contact est très supérieure à la largeur), on emploiera pour cette partie un modèle de contact linéique entre la chenille et le sol.

La figure 10 ci-dessous représente les vecteurs vitesses $\vec{V}(D, \text{châ}/\text{sol})$ et $\vec{V}(G, \text{châ}/\text{sol})$, dans le cas critique de virage sur place énoncé précédemment.

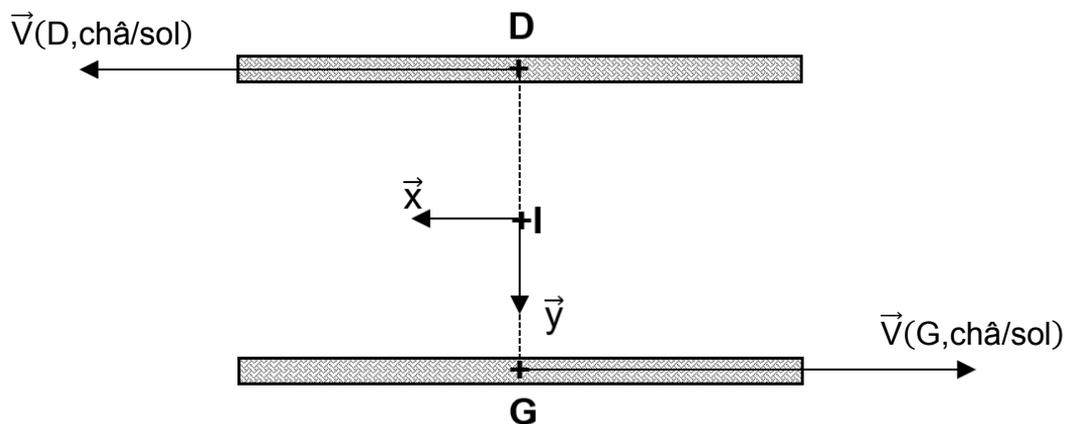


Figure 10 : épure cinématique dans le plan de contact chenilles/ sol

Question 7 - Démontrer que selon le paramétrage et les hypothèses proposées, le centre instantané de rotation (CIR) de la chenille gauche (limitée à sa partie en contact avec le sol) par rapport au sol se trouve au point G.

Question 8 - Tracer sur le DR 3 l'allure du champ de vecteurs vitesses de chaque point de la chenille en contact avec le sol, par rapport au sol.

On note $\vec{f}_t (=f_t \vec{y})$ (respectivement $\vec{f}_n (=f_n \vec{z})$), la densité linéique tangentielle (respectivement normale) des forces exercées par le sol sur la chenille. En un point P du contact de la chenille avec le sol, un élément de chenille de longueur élémentaire dl subit ainsi du sol un élément de force $d\vec{F}(\text{sol} \rightarrow \text{che})$ tel que :

$$d\vec{F}(\text{sol} \rightarrow \text{che}) = f_t dl \vec{y} + f_n dl \vec{z}$$

Hypothèse : la répartition des masses du véhicule est telle que la densité linéique normale des forces \vec{f}_n est homogène (c-à-d : f_n est une constante).

Question 9 - Tracer sur le DR 4, les allures des champs de vecteurs des densités linéiques de force \vec{f}_t et \vec{f}_n en utilisant des couleurs différentes.

Pour la suite, on considèrera les grandeurs suivantes :

- masse totale du véhicule : M. Valeur numérique : M=2500 kg ;
- chenilles de longueur : L_c . Valeur numérique : $L_c=2,20$ m ;
- accélération de la pesanteur : g. Valeur numérique : $g=9.8$ m·s⁻² ;
- coefficient de frottement polymère / goudron : $f=0,8$.

Question 10 - Déterminer littéralement le torseur en G de l'action mécanique du sol sur la chenille gauche, en fonction de L, M, g, et f. Déterminer numériquement les valeurs des différentes composantes de ce torseur.

Le torseur d'actions mécaniques obtenu a été saisi dans la modélisation par éléments finis. L'état de contrainte de la pièce est défini sur les figures 11 et 12.

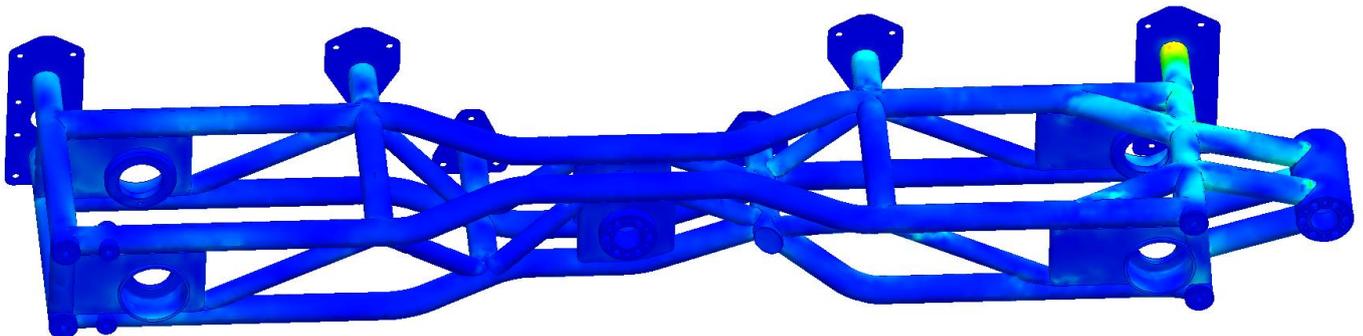


Figure 11 : état de contrainte de Von Mises dans la poutre supérieure

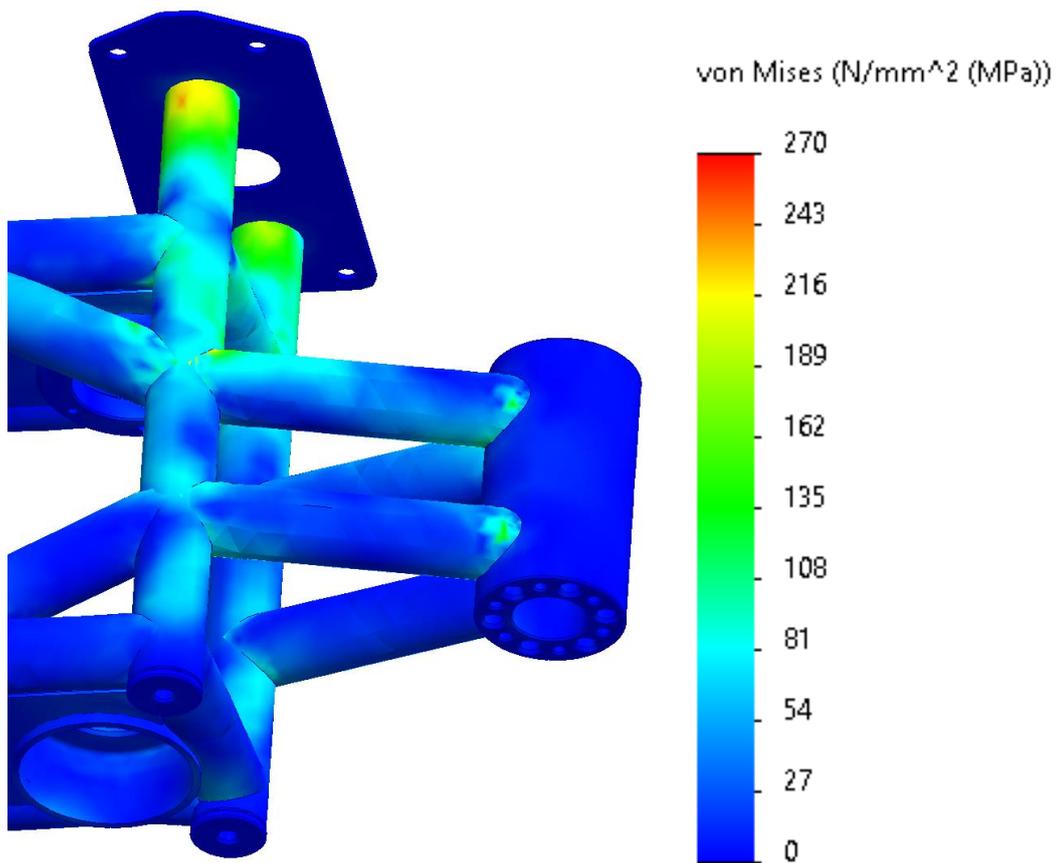


Figure 12 : agrandissement sur la platine étudiée

Question 11 - Par analyse des figures 11 et 12, conclure quant à l'influence de cet effort sur la tenue de la poutre supérieure.

B. Étude de la tension de la chenille, effort sur le galet de guidage.

La prétension de la chenille est réglable via un dispositif dédié présenté sur les figures 13 et 14. Par rotation de la vis de prétension, on déplace axialement le corps du vérin de prétension, ce qui règle l'allongement du ressort de prétension. Celui-ci exerce donc indirectement un effort plus ou moins important sur le galet de prétension, qui va tendre la chenille. Une fois la prétension réglée, elle est sécurisée par la pose d'une plaquette de serrage.

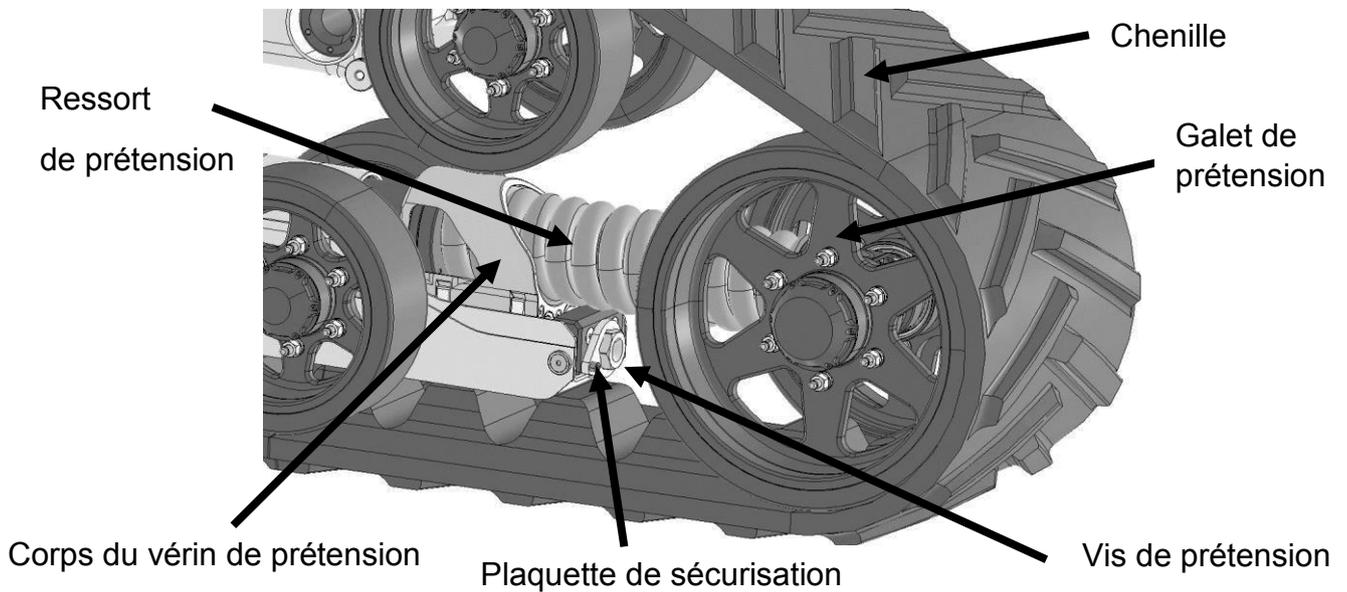


Figure 13 : système de prétension de la chenille

La figure 14 ci-dessous représente un modèle simplifié du système étudié, dans lequel, seuls les galets pour lesquels l'enroulement de la chenille est non nul sont représentés. Ce modèle suffit pour résoudre la problématique liée à la prétension de la chenille.

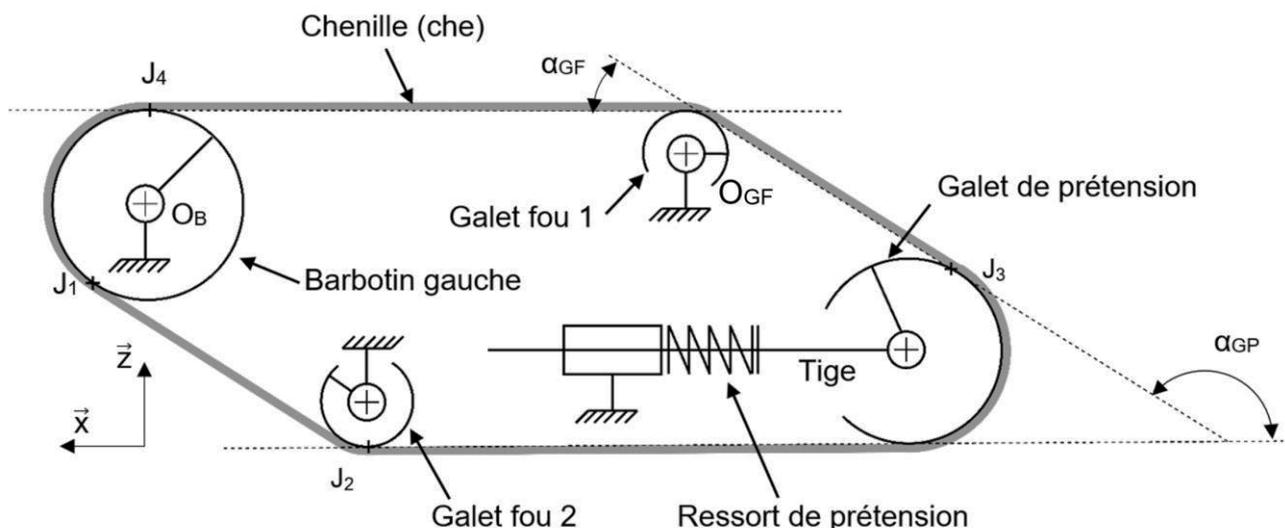


Figure 14 : modélisation simplifiée du guidage de la chenille gauche

Étude de la tension de pose de la chenille

Hypothèse : pour rappel, on considère la chenille inextensible.

Paramétrage :

- le barbotin subit un couple moteur $C_B \vec{y}$ ($C_B=0$ lors de la phase de vie : réglage de la tension de pose) ;
- en l'absence de couple moteur ($C_B=0$), la tension dans la chenille est homogène, notée T_0 ;
- en présence de couple moteur ($C_B>0$), la tension dans la chenille varie continument par morceaux :
 - elle est homogène entre J_1 et J_2 d'une part, de valeur t ;
 - elle est homogène entre J_4 et J_3 d'autre part, de valeur T ;
- le ressort de prétension exerce sur la tige un effort $\vec{F} = -F_0 \vec{x}$ avec $F_0>0$ et de valeur considérée constante en fonctionnement.

Question 12 - Déterminer la tension de pose T_0 dans chaque brin, à l'équilibre, en l'absence de couple exercé par le réducteur sur le barbotin, en fonction de l'effort de prétension F_0 .

Estimation des effets dynamiques sur la tension de la chenille

Hypothèses :

- on se place maintenant dans la situation d'un couple $C_B>0$ constant et identique sur les deux barbotins.
- la masse des chenilles est négligeable devant celles des autres pièces ;
- à l'exception des galets, toutes les pièces de masses significatives sont en translation par rapport au référentiel terrestre.

Paramétrage :

- C_B : couple réducteur \rightarrow barbotin
- $\vec{\Omega}(\text{barbotin}/\text{châssis}) = \omega_B \vec{y}$
- R_B : rayon barbotin
- T : tension d'un brin tendu de la chenille
- t : tension d'un brin mou de la chenille
- M_C : masse du véhicule à l'exclusion des deux barbotins et des vingt-huit galets de guidage des chenilles ;
- M_{GF} : masse d'un des 24 galets fous (les galets sont montés par paire, cf figure 4) ;
- M_{GP} : masse d'un de 4 galets de prétension ;
- M_B : masse d'un des 2 barbotins ;

- J_{GFy} : moment d'inertie d'un galet fou autour de l'axe principal d'inertie correspondant à l'axe du guidage ;
- J_{GPy} : moment d'inertie d'un galet de prétension autour de l'axe principal d'inertie correspondant à l'axe du guidage ;
- J_{By} : moment d'inertie d'un barbotin autour de l'axe principal d'inertie correspondant à l'axe du guidage ;
- R_{GF} : rayon d'un galet fou ;
- R_{GP} : rayon d'un galet de prétension ;
- Le référentiel terrestre est considéré galiléen, et sera noté \mathcal{R}_g .

Question 13 - Isoler le sous-ensemble $S_{BC}=\{\text{barbotin} + \text{portion de chenille en contact avec le barbotin}\}$ et déterminer, en employant une équation utile issue du principe fondamental de la dynamique, une équation différentielle reliant $\frac{d\omega_B}{dt}$, C_B , T , t . (équation 1)

Question 14 - Déterminer l'énergie cinétique galiléenne de l'ensemble $\Sigma=\{\text{véhicule complet}\}$ ramené à l'axe de rotation d'un barbotin.

Question 15 - Exprimer l'inertie équivalente J_{eq} telle que l'énergie cinétique en référentiel galiléen de l'ensemble s'exprime $T(\Sigma / \mathcal{R}_g)=\frac{1}{2}J_{eq}.\omega_B^2$

Question 16 - Par application du théorème de l'énergie cinétique à l'ensemble des pièces mobiles, déterminer une équation différentielle reliant C_B et $\frac{d\omega_B}{dt}$ (équation 2) lors d'un déplacement en ligne droite (vous pourrez utiliser la variable J_{eq}).

Dans la mesure où la chenille est inextensible, la somme des tensions de celle-ci de part et d'autre d'un galet est constante, et réglée en phase de réglage de prétension à la valeur dite de *tension de pose*, notée T_0 .

Question 17 - Dédurre de cette dernière hypothèse une relation entre T , t , et T_0 (équation 3).

Question 18 - Dédurre des équations (1) et (3) une relation entre $C_B, \frac{d\omega_B}{dt}$, T et T_0 .

Question 19 - À l'aide de l'équation (2), exprimer la tension T dans la chenille en fonction de la tension de pose T_0 et du couple C_B .

Question 20 - Déterminer littéralement le torseur d'action mécanique exercée par la paire de galets fous 1 (G_{F1}) sur la poutre supérieure via la liaison pivot, au centre O_{GF} de la liaison pivot des galets fous 1 avec le bâti, dans la base $(\vec{x}, \vec{y}, \vec{z})$. Déterminer ensuite les valeurs numériques approchées de chaque composante du torseur (voir paramétrage page suivante).

Valeurs numériques :

- $T_0 = 1000 \text{ N}$
- $C_B = 700 \text{ N}\cdot\text{m}$
- $R_B = 0.233 \text{ m}$
- $\alpha_{GF} = 26^\circ$
- $J_{By} = 20 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$
- $J_{eq} = 150 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$

Question 21 - Analyser les facteurs influant l'intensité des actions transmises par le galet fou 1 sur la poutre supérieure.

Le torseur d'actions mécaniques obtenu est mis en place dans la modélisation par éléments finis. L'état de contrainte de la pièce est défini sur la Figure 15.

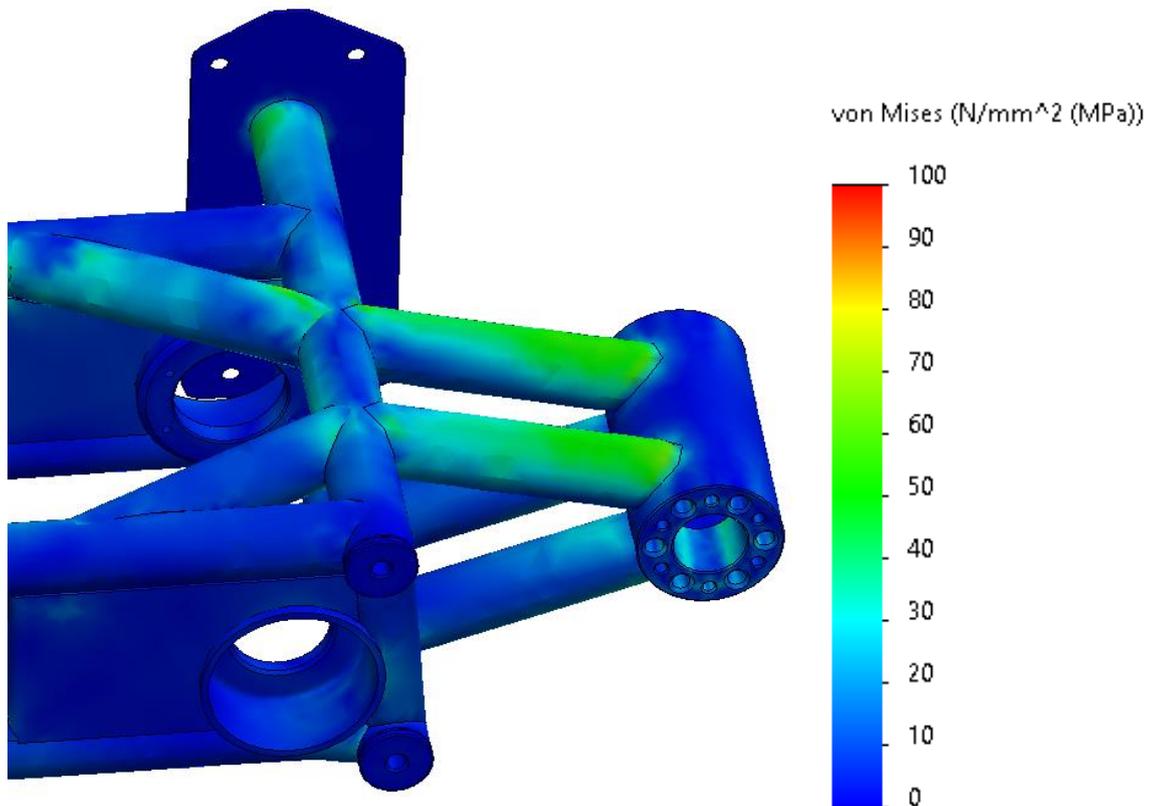


Figure 15 : état de contrainte de Von Mises dans la poutre supérieure. Zoom sur la platine étudiée.

Question 22 - En analysant la Figure 15, conclure quant à l'influence de cet effort sur la tenue de la pièce.

C. Analyse de la tenue de la poutre supérieure

Il s'agit d'étudier l'influence des deux efforts définis précédemment sur la tenue de la poutre supérieure. L'état de contrainte de la pièce résultant de l'application simultanée de ces conditions aux limites est défini sur la Figure 16.

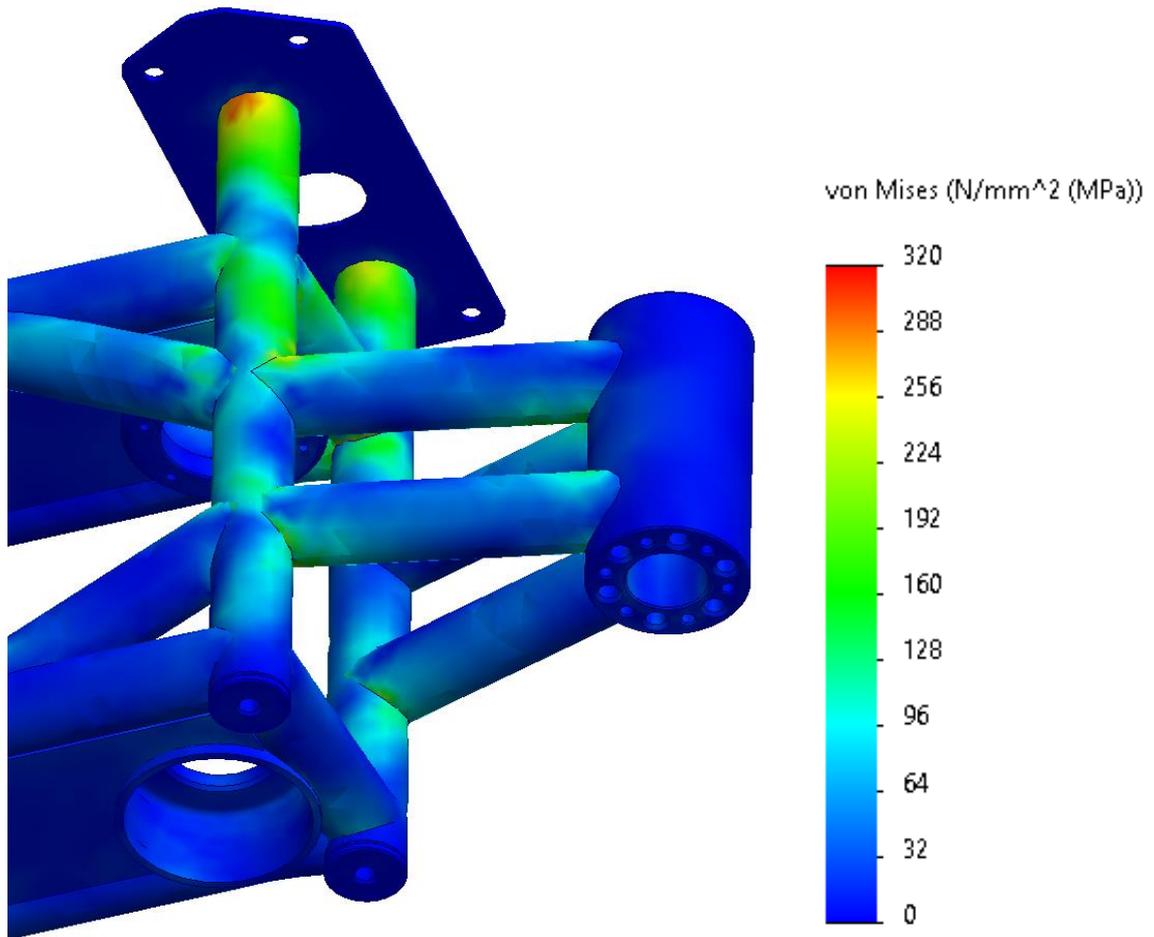


Figure 16 : état de contrainte de Von Mises sur la platine étudiée.

Question 23 - En analysant la Figure 16, conclure sur la tenue de la pièce.

Question 24 - Au vu du procédé de fabrication de la pièce, discuter de la validité du modèle employé pour la simulation par éléments finis.

Question 25 - En conclusion de cette partie, proposer trois pistes d'améliorations afin de limiter la concentration de contrainte au niveau de la platine. Détailler sur copie chacune des pistes en l'illustrant à l'aide de schéma(s) lorsque c'est nécessaire.

Partie III : analyse du guidage du dispositif de prétension

Problématique : le système de prétension doit permettre de générer une tension précise de la chenille, au risque d'entraîner une défaillance des liaisons mécaniques.

Objectif : proposer une modélisation mécanique du guidage du corps du vérin de prétension, et critiquer vis-à-vis de la problématique le mode de défaillance de la platine.

Question 26 - À la lecture des documents techniques DT 2-A et DT 2-B, proposer un schéma cinématique détaillé, en perspective, du guidage du corps du vérin de prétension par rapport à la traverse inférieure.

Question 27 - Déterminer le degré d'hyperstatisme du modèle proposé à la question précédente.

Question 28 - Discuter des avantage(s) et inconvénient(s) d'une telle disposition du mécanisme dans le contexte de l'étude.

On se propose de s'intéresser plus particulièrement aux coulisseaux. En effet, au vu de l'hyperstatisme déterminé précédemment, certaines surfaces fonctionnelles doivent respecter des conditions géométriques strictes. Sur le document technique DT 2-C figurent les spécifications géométriques et dimensionnelles du coulisseau.

Question 29 - Proposer une gamme de fabrication pour le coulisseau sur le document réponse DR 5 en détaillant :

- la ou les surfaces usinées ;
- la ou les machines utilisées ;
- la ou les différentes mise(s) en position.

Vous avez à votre disposition un atelier composé :

- d'un tour à commande numérique 2 axes ;
- d'un centre d'usinage 3 axes ;
- d'une machine de découpe jet d'eau ;

Question 30 - Interpréter la spécification ci-dessous.

$$2 \times \varnothing 34 \text{ H7 } \left(\begin{array}{c} +0.03 \\ 0 \end{array} \right)$$

| | | | |
|---------------|------|---|---|
| \varnothing | 0,05 | B | C |
|---------------|------|---|---|

Question 31 - Conclure quant à la pertinence de cette spécification vis-à-vis de certaines contraintes géométriques liées à l'hyperstatisme du modèle du guidage.

Partie IV : conception mécanique

Objectif : concevoir le guidage en rotation du galet fou 1 par rapport à la poutre supérieure

Consignes spécifiques aux travaux graphiques

Il est attendu une traduction univoque des intentions de conception dans le respect des codes de représentation, ainsi que toute précision jugée utile pour faciliter la compréhension des solutions (annotations concises, perspectives à main levées, sections sorties, ...).

Les composants standards et éléments normalisés autres que ceux fournis dans l'énoncé ou les annexes DT3 et DT4 seront représentés avec les proportions usuelles.

Quels que soient vos résultats à la partie III, on admet que les développements ont permis de quantifier l'effort transitant par la liaison pivot entre un galet fou 1 et la poutre supérieure. Le dimensionnement des composants standards, non abordé dans cette épreuve, oriente vers le choix d'une paire de roulements à rouleaux coniques SKF 32208, dont les caractéristiques sont données en annexe DT 3.

Question 32 - Analyser la direction de la charge pour le guidage en rotation étudié. Vers quel type d'architecture cette analyse doit-elle conduire pour le montage de roulement ?

Question 33 - Proposer sur le document réponse DR 6, dans le cadre A, une solution technologique pour la réalisation du guidage en rotation du galet fou 1 par rapport à la poutre supérieure garantissant également l'étanchéité du montage. Un extrait de catalogue de joints à lèvres SKF est donné en annexe DT 4.

Partie V : choix de matériaux

Problématique : plusieurs arguments orientent la conception vers une logique de minimisation de la masse du véhicule

- le niveau attendu d'autonomie ;
- un comportement dynamique adapté aux terrains les plus accidentés ;
- des efforts d'origine dynamique aussi limités que possible, afin de contenir le dimensionnement des liaisons ;
- etc...

On s'intéresse dans cette partie aux pièces constituant les éléments de suspension, qui sont les plus susceptibles de générer des effets dynamiques notables sur les liaisons étudiées précédemment.

La forme et le matériau de la poutre inférieure ont déjà été optimisés. Cette partie se consacre au choix de matériau pour les bielles avant et arrière (voir Figure 17)

Objectif : minimiser la masse des bielles de suspension.

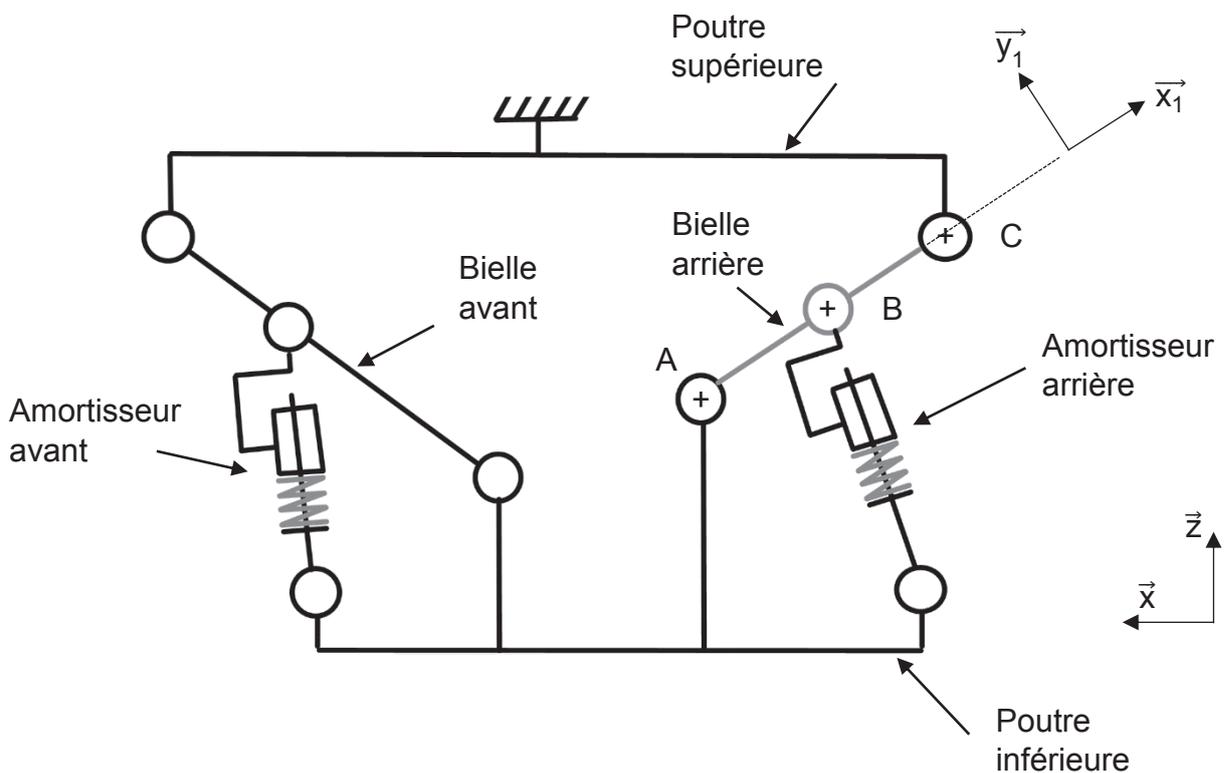


Figure 17 : schéma cinématique de la suspension

Les cas de charges pour les bielles arrière et avant sont comparables, et mèneraient au même choix de matériau. On choisit arbitrairement de n'étudier que la bielle arrière.

On considère que, sous certaines hypothèses simplificatrices hors champ d'étude et sans incidence sur le résultat à démontrer, le cas de charge le plus critique s'appliquant sur la bielle arrière est modélisé sur la Figure 18.

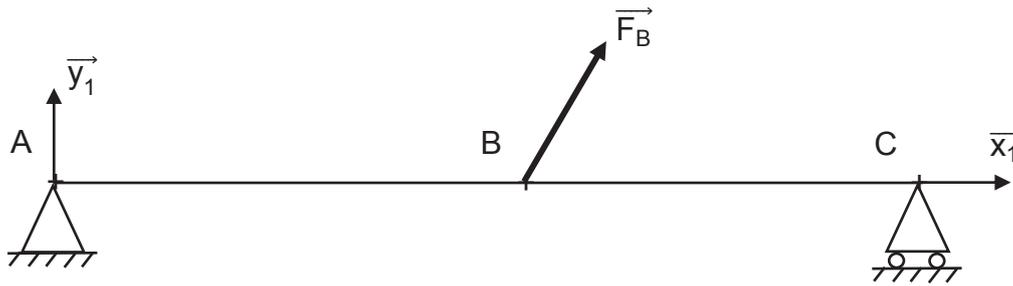


Figure 18 : Modélisation du cas de charge pour les bielles

Grâce à l'exploitation d'un modèle de comportement de l'amortisseur, on détermine l'action mécanique en B telle que : $\vec{F}_B = X_B \vec{x}_1 + Y_B \vec{y}_1$ (avec $X_B=4100$ N et $Y_B=15330$ N)

Hypothèse :

- la bielle est considérée à l'équilibre. On considère également que par sa géométrie, par les efforts qui sont appliqués, pour le domaine de validité envisagé, et par les faibles niveaux de déplacement et déformation en chaque point, le problème relève de la théorie des poutres.

Question 34 - Indiquer le(s) type de sollicitation(s) subie(s) pour chaque tronçon.

On considère que la flèche f s'exprime, avec une très bonne approximation, de la façon suivante :

$$f = \frac{k \cdot Y_B}{E \cdot I_{G,z}}$$

avec :

- k : nombre réel dépendant de dimensions caractéristiques longitudinales, qu'on ne demande pas de déterminer ;
- E : module d'Young du matériau
- $I_{G,z}$: moment quadratique

Pour choisir le matériau, on fait intervenir l'indice de performance.

- On rappelle que l'**objectif** est de minimiser la masse de la bielle.
- La **fonction** de la bielle (transmettre un effort), doit conduire à une flèche f inférieure à une valeur imposée notée f_{\max}

La disposition des différents éléments de suspension contraint la géométrie de la bielle. On retiendra que des éléments de conception sont imposés, d'autres sont, en cette phase d'étude, variables.

- **éléments de conception imposés :**

- la bielle est cylindrique ;
- la longueur de la bielle $L=AC$ est imposée ;
- l'effort critique à transmettre est Y_B ;
- le plus grand déplacement sous charge d'un point de la fibre neutre est f_{\max} .

- **variables de conception :**

- le diamètre d de la bielle est un paramètre ajustable ;
- le matériau est caractérisé par son module d'Young E , et sa masse volumique ρ .

Question 35 - Exprimer littéralement la masse m de la bielle indépendamment du paramètre géométrique ajustable.

Question 36 - En déduire l'indice de performance relatif à l'objectif visé pour le cas de charge étudié, et le coefficient directeur de la ligne guide.

Question 37 - À l'aide du document répondez DR 7, déterminer le matériau le plus adéquat vis-à-vis de l'objectif visé.

DOCUMENTS TECHNIQUES

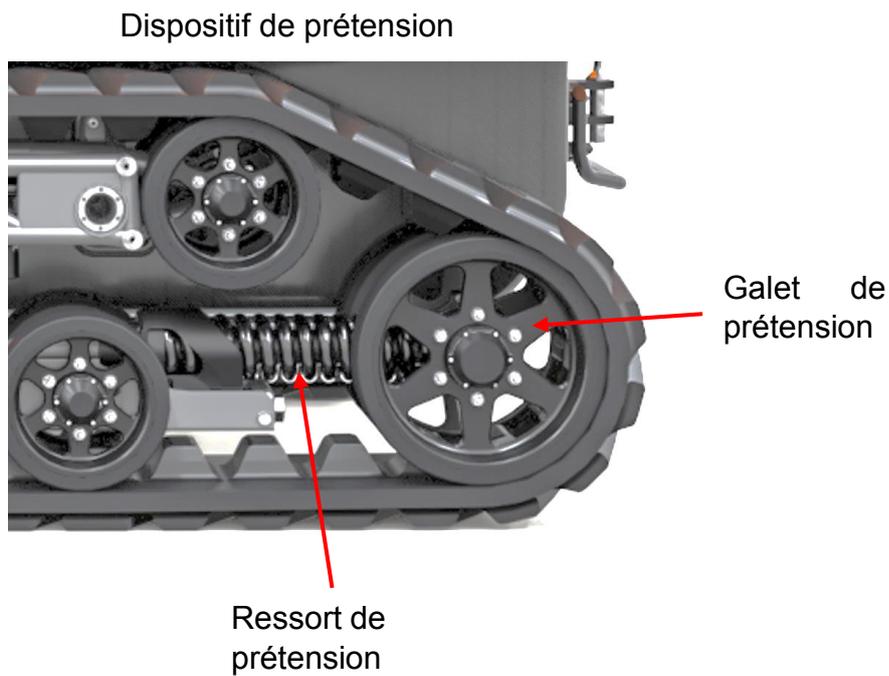
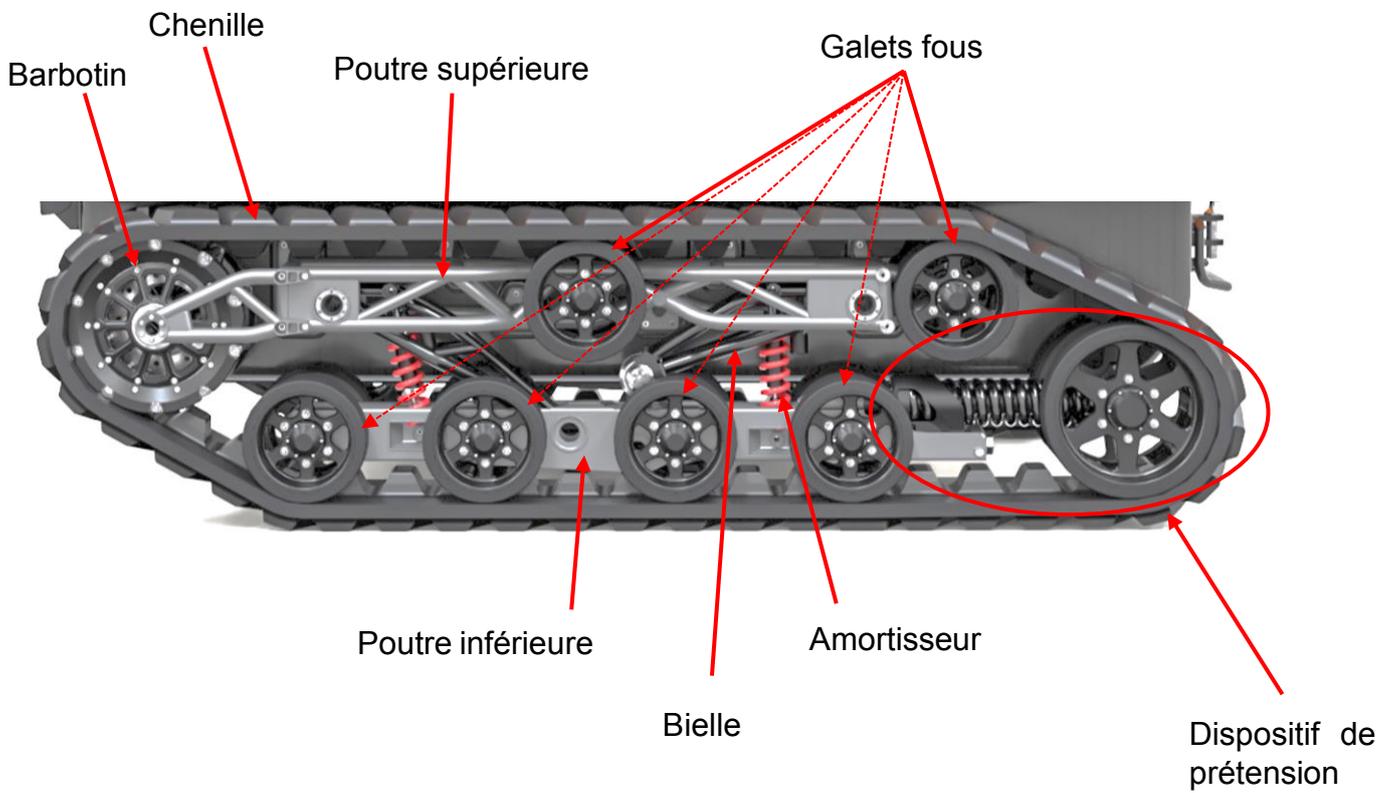
DT 1 : vue de profil de l'ensemble mobile {chenille + suspension gauche}.

DT 2 : présentation du système de prétension.

DT 3 : roulements SKF – extrait de catalogue.

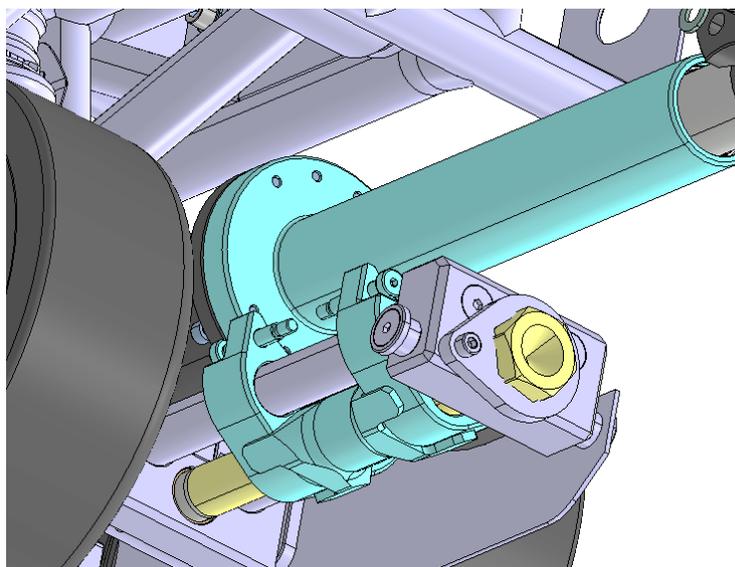
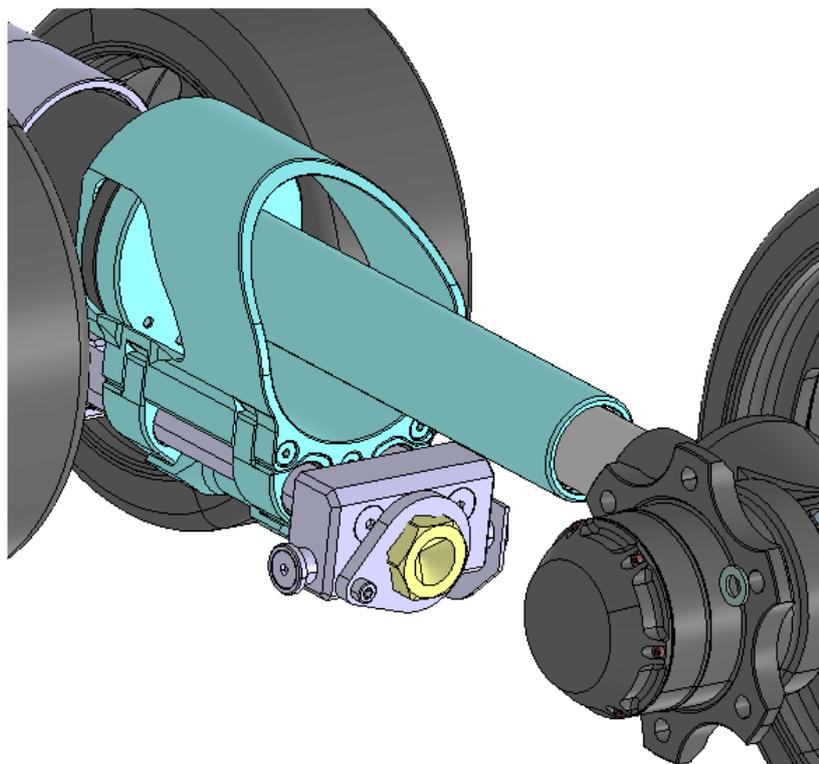
DT 4 : joints à lèvres – extrait de catalogue SKF.

DT 1 : vue de profil de l'ensemble mobile {chenille + suspension gauche}



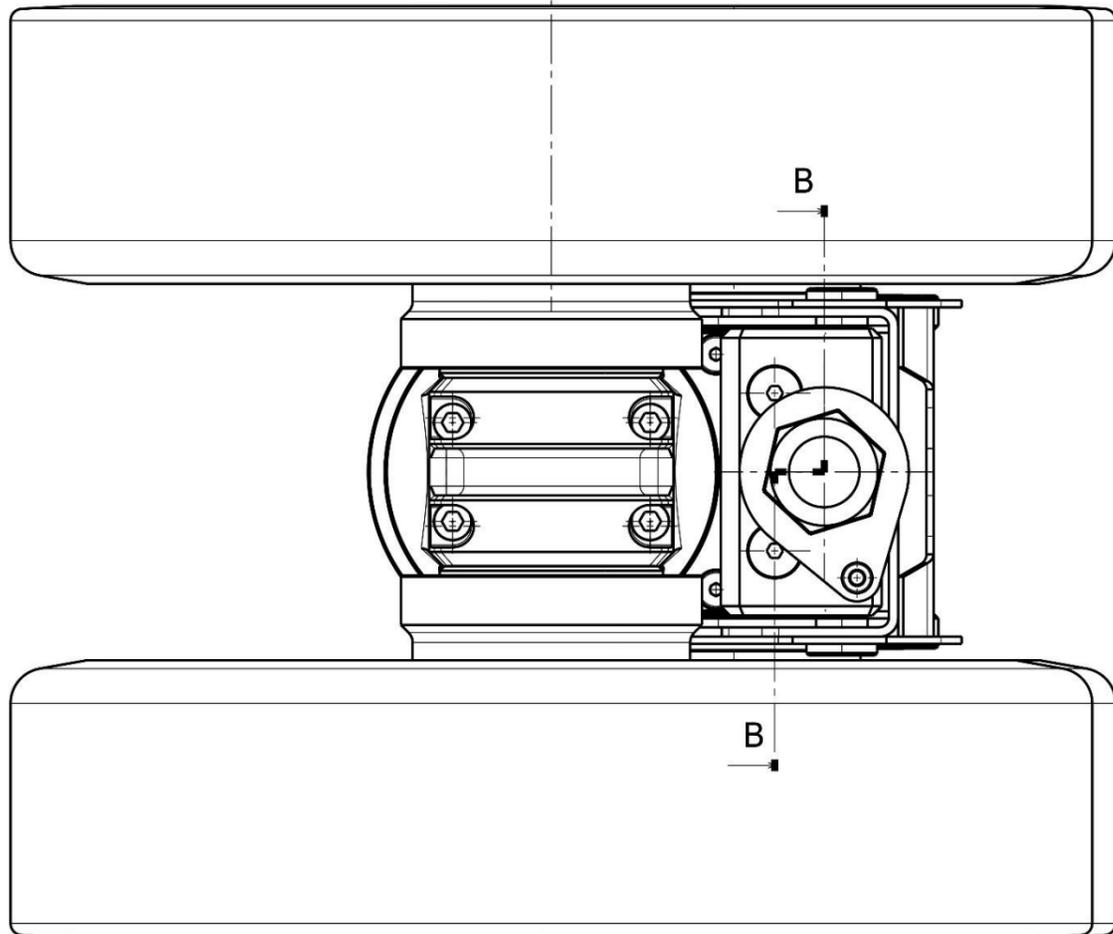
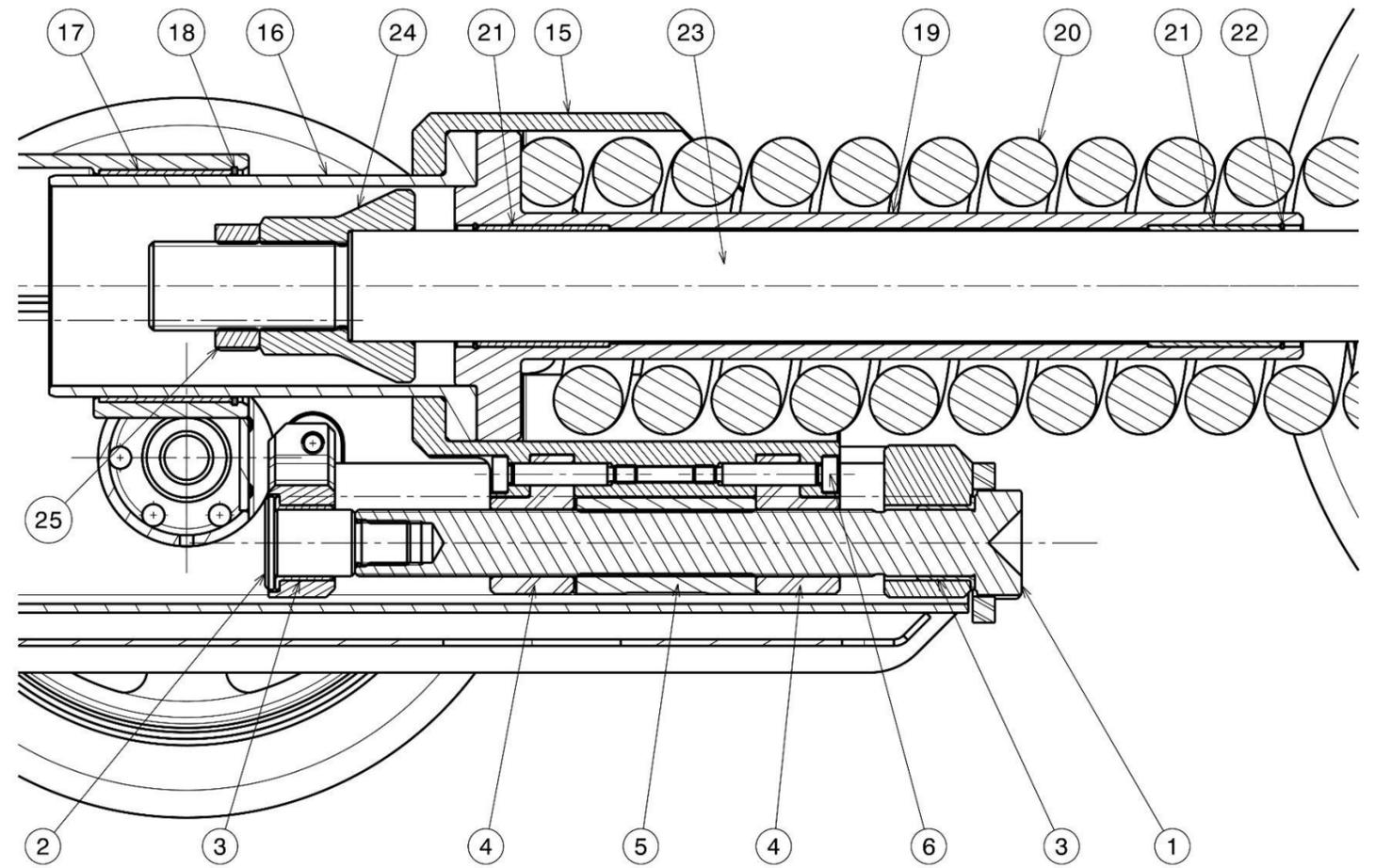
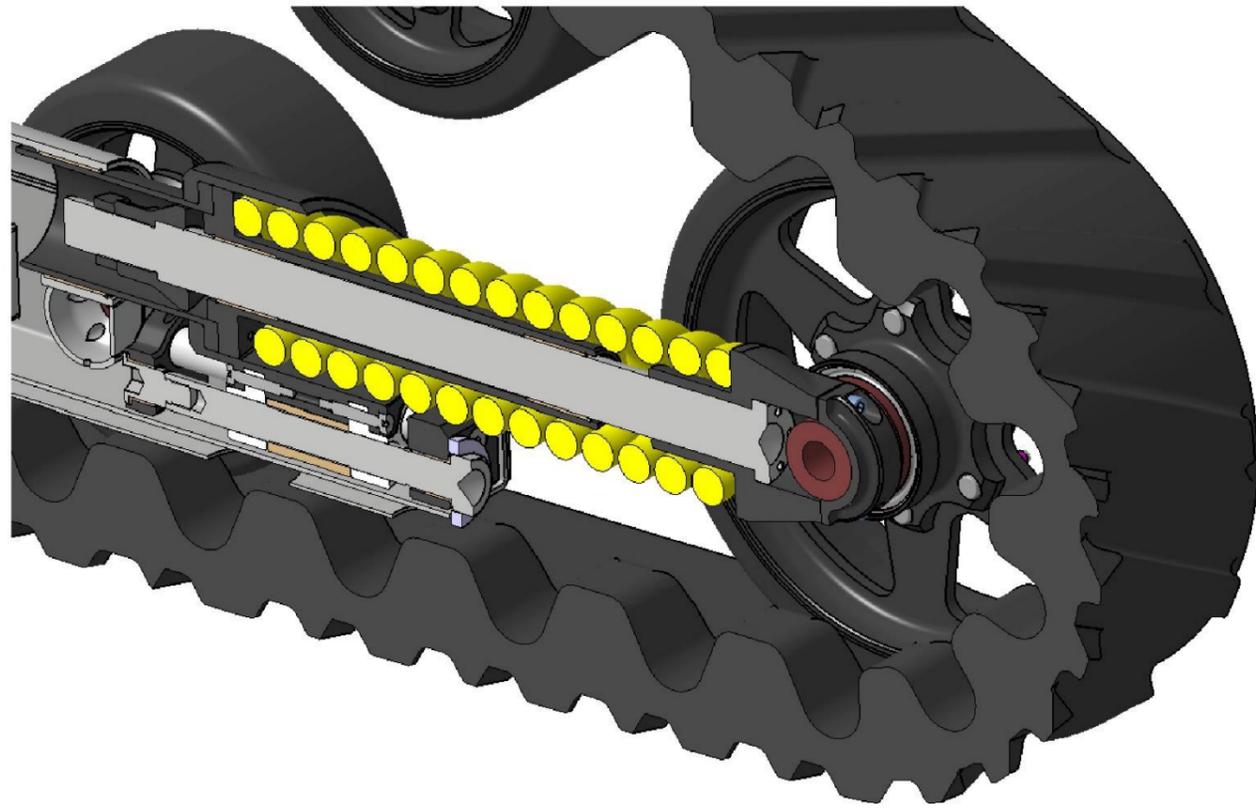
DT 2-A : présentation du système de prétension de la chenille

Sur les vues en perspective, chaque couleur correspond à une classe d'équivalence en phase de vie : réglage de prétension.

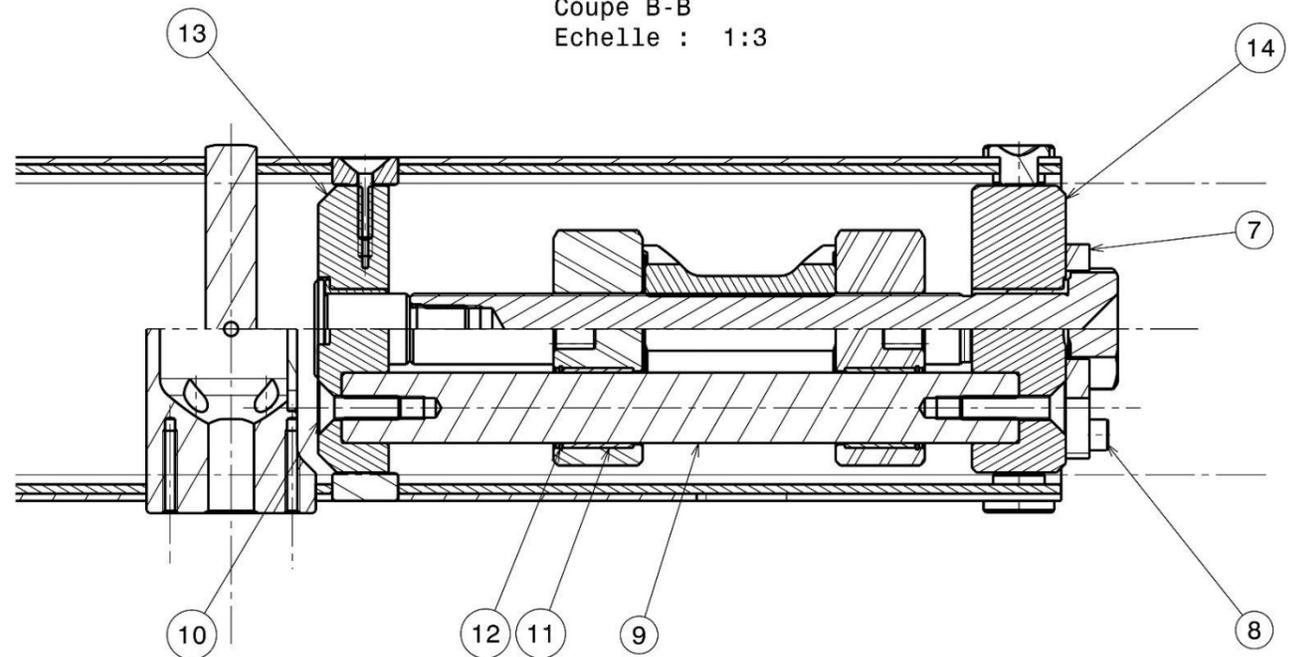


Vues en perspective du vérin de prétension, ressort et chenille retirés.

DT 2-B : projections, vues en coupes du guidage du système de prétension, et nomenclature

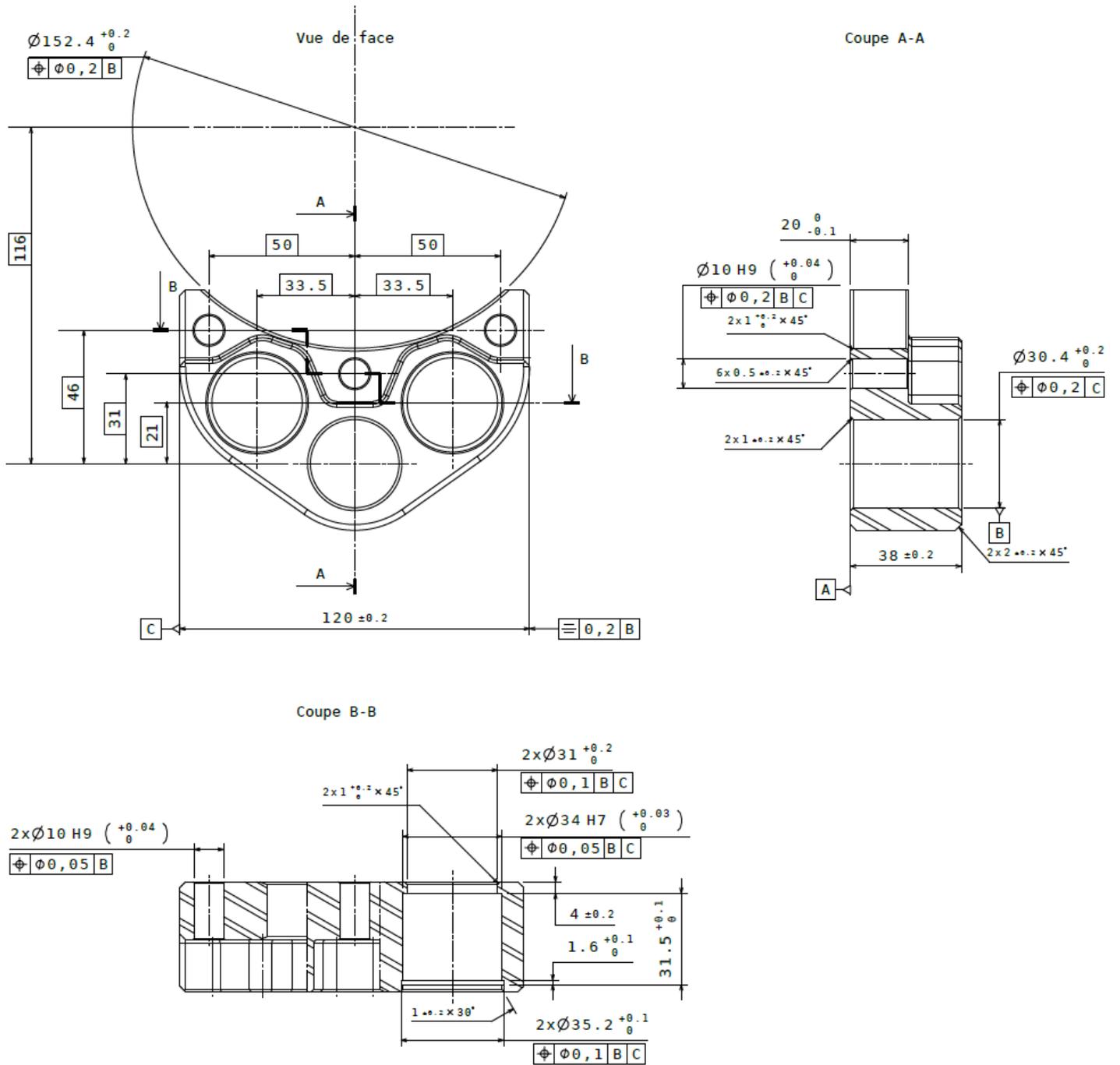


Coupe B-B
Echelle : 1:3



| | | | | | | |
|-----------------------------|-------------------|------------|-----------------------------------|------------|-------------------|--------------------|
| 25 | ANT3-C1-214-00 | A | Contre-écrou de butée | 1 | 0,228 | - |
| 24 | ANT3-C1-207-00 | A | Butée | 1 | 1,117 | - |
| 23 | ANT3-C1-205-00 | A | Guide | 1 | 10,224 | - |
| 22 | M2300-0550 | - | Circlips D55 | 2 | 0,004 | Clarendon |
| 21 | C3-153-50-55-60 | - | Palier lisse C3-153-50-55-60 | 2 | 0,211 | Michaud Chailly |
| 20 | ANT3-C1-203-00 | A | Ressort de prétension | 1 | 24,85 | - |
| 19 | ANT3-C1-206-00 | B | Fourreau prétensionneur | 1 | 5,682 | - |
| 18 | M2300-1050 | - | Circlips Alésage D105 | 1 | 0,021 | Clarendon |
| 17 | C3-151-100-105-60 | - | Palier lisse C3-151-100-105-90 | 1 | 0,374 | Michaud Chailly |
| 16 | ANT3-C1-216-00 | A | Tube reprise effort tensionneur | 1 | 3,033 | - |
| 15 | ANT3-C1-209-00 | B | Corps du vérin de prétension | 1 | 5,277 | - |
| 14 | ANT3-C1-301-00 | A | Bride Réglage Tensionneur 1 | 1 | 1,971 | - |
| 13 | ANT3-C1-302-00 | A | Bride Réglage Tensionneur 2 | 1 | 1,294 | - |
| 12 | M2300-0340 | - | Circlips D34 | 4 | 0,003 | Clarendon |
| 11 | C3-153-30-34-30 | - | Palier lisse C3-153-30-34-30 | 4 | 0,051 | Michaud Chailly |
| 10 | TFHC10/040A10NOEF | - | Vis FHC M10 L40 | 4 | 0,035 | Cergy-vis |
| 9 | ANT3-C1-303-00 | A | Axe Glissière Réglage Tensionneur | 2 | 1,563 | - |
| 8 | TCHC08/020A8ZNEF | - | Vis CHC M8 L20 | 1 | 0,015 | Cergy-vis |
| 7 | ANT3-C1-306-00 | A | Plaquette de sécurisation | 1 | 0,074 | - |
| 6 | 31-520-8-45 | - | Vis épaulée M8 D10 L45 | 6 | 0,042 | Emile Maurin |
| 5 | ANT3-C1-212-00 | A | Ecrou Réglage Tension | 1 | 0,838 | - |
| 4 | ANT3-C1-215-00 | A | Coulisseau | 2 | 0,325 | - |
| 3 | ZFM-3034-26 | - | Palier lisse ZFM-3034-26 | 2 | 0,009 | IGUS |
| 2 | ANT3-C1-305-00 | A | Embout de vis de prétension | 1 | 0,267 | - |
| 1 | ANT3-C1-304-00 | A | Vis de prétension | 1 | 1,745 | - |
| REP | Référence | Ind | Désignation | Qte | Masse (kg) | Fournisseur |
| /// NOMENCLATURE /// | | | | | | |

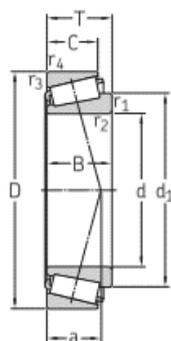
DT 2-C : dessin de définition du coulisseau



ECH 1 : 2

DT 3 : roulements SKF – extrait de catalogue

d 35 – 45 mm



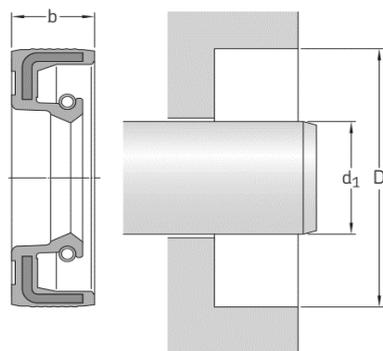
| Dimensions d'encombrement | | | Charges de base dynamique statique | | Limite de fatigue | Vitesse de base Vitesse de référence Vitesse limite | | Masse | Désignation | |
|---------------------------|-------|-------|------------------------------------------|----------------|----------------------|-----------------------------------------------------------------|--------|---------|----------------|--------------|
| d | D | T | C | C ₀ | P _u | | | | | |
| mm | | | kN | | kN | tr/min | | kg | – | |
| 35 | 62 | 18 | 52,3 | 54 | 5,85 | 8 500 | 10 000 | 0,23 | ▶ 32007 X | |
| | 72 | 18,25 | 63,2 | 56 | 6,1 | 8 000 | 9 500 | 0,33 | ▶ 30207 | |
| | 72 | 24,25 | 81,2 | 78 | 8,5 | 8 000 | 9 500 | 0,44 | ▶ 32207 | |
| | 72 | 28 | 104 | 106 | 11,8 | 7 000 | 9 500 | 0,53 | ▶ 33207 | |
| | 80 | 22,75 | 75,4 | 67 | 7,8 | 6 300 | 8 500 | 0,52 | ▶ 31307 | |
| | 80 | 22,75 | 88,9 | 73,5 | 8,3 | 7 500 | 9 000 | 0,51 | ▶ 30307 | |
| | 80 | 32,75 | 115 | 114 | 12,9 | 6 300 | 8 500 | 0,8 | ▶ 32307 B | |
| | 80 | 32,75 | 117 | 106 | 12,2 | 6 700 | 9 000 | 0,75 | ▶ 32307 | |
| | 38 | 63 | 17 | 45,7 | 52 | 5,4 | 8 500 | 10 000 | 0,2 | JL 69349/310 |
| | | 63 | 17 | 45,7 | 52 | 5,4 | 8 500 | 10 000 | 0,21 | JL 69345/310 |
| 63 | | 17 | 45,7 | 52 | 5,4 | 8 500 | 10 000 | 0,21 | JL 69349 A/310 | |
| 63 | | 17 | 45,7 | 52 | 5,4 | 8 500 | 10 000 | 0,21 | JL 69349 X/310 | |
| 40 | 68 | 19 | 64,7 | 71 | 7,65 | 7 500 | 9 500 | 0,28 | ▶ 32008 X | |
| | 75 | 26 | 97,5 | 104 | 11,4 | 7 000 | 9 000 | 0,5 | ▶ 33108 | |
| | 80 | 19,75 | 75,8 | 68 | 7,65 | 7 000 | 8 500 | 0,42 | ▶ 30208 | |
| | 80 | 24,75 | 91,6 | 86,5 | 9,8 | 7 000 | 8 500 | 0,53 | ▶ 32208 | |
| | 80 | 32 | 128 | 132 | 15 | 6 300 | 8 500 | 0,73 | ▶ 33208 | |
| | 85 | 33 | 150 | 150 | 17,3 | 6 700 | 8 000 | 0,9 | T2EE 040 | |
| | 90 | 25,25 | 91,1 | 81,5 | 9,5 | 5 600 | 7 500 | 0,72 | 31308 | |
| | 90 | 25,25 | 106 | 95 | 10,8 | 6 300 | 8 000 | 0,73 | ▶ 30308 | |
| | 90 | 35,25 | 134 | 140 | 16 | 5 600 | 7 500 | 1,1 | 32308 B | |
| | 90 | 35,25 | 143 | 140 | 16 | 6 000 | 8 000 | 1,05 | ▶ 32308 | |
| 45 | 75 | 20 | 71,7 | 80 | 8,8 | 7 000 | 8 500 | 0,34 | ▶ 32009 X | |
| | 80 | 26 | 104 | 114 | 12,9 | 6 700 | 8 000 | 0,55 | ▶ 33109 | |
| | 85 | 20,75 | 81,6 | 76,5 | 8,65 | 6 300 | 8 000 | 0,47 | ▶ 30209 | |
| | 85 | 24,75 | 98,7 | 98 | 11 | 6 300 | 8 000 | 0,58 | ▶ 32209 | |
| | 85 | 32 | 132 | 143 | 16,3 | 6 000 | 7 500 | 0,79 | ▶ 33209 | |
| | 95 | 29 | 110 | 112 | 12,7 | 5 300 | 7 000 | 0,93 | T7FC 045 | |
| | 95 | 36 | 182 | 186 | 20,8 | 6 000 | 7 000 | 1,2 | ▶ T2ED 045 | |
| | 100 | 27,25 | 113 | 102 | 12,5 | 5 000 | 6 700 | 0,95 | 31309 | |
| | 100 | 27,25 | 132 | 120 | 14,3 | 5 600 | 7 000 | 0,97 | ▶ 30309 | |
| | 100 | 38,25 | 166 | 176 | 20 | 5 000 | 6 700 | 1,5 | 32309 B | |
| 100 | 38,25 | 173 | 170 | 20,4 | 5 300 | 7 000 | 1,4 | ▶ 32309 | | |

roulement SKF Explorer
▶ Incontournable

DT 4 : joints à lèvres – extrait de catalogue SKF

Joint radiaux pour arbre | Joints pour applications industrielles générales | HMS5 et HMSA10

d_1 40–70 mm



¹⁾ Ces désignations doivent être suivies par les codes du type et du matériau, indiquant l'une des quatre variantes disponibles pour chaque dimension :

HMS5 RG sans lèvres auxiliaire, caoutchouc nitrile
HMS5 V sans lèvres auxiliaire, élastomère fluoré
HMSA10 RG avec lèvres auxiliaire, caoutchouc nitrile
HMSA10 V avec lèvres auxiliaire, élastomère fluoré
 Exemple : **6x16x5 HMSA10 RG**

| Dimensions | | | Désignation ¹⁾ |
|------------|---------|-----------------------------|---------------------------|
| Arbre | Alésage | Largeur nominale de joint b | |
| d_1 | D | b | |
| mm | | | - |
| 45 suite | 62 | 7 | 45x62x7 |
| | 62 | 8 | 45x62x8 |
| | 62 | 10 | 45x62x10 |
| | 65 | 8 | 45x65x8 |
| | 65 | 10 | 45x65x10 |
| | 68 | 7 | 45x68x7 |
| | 68 | 10 | 45x68x10 |
| | 68 | 12 | 45x68x12 |
| | 72 | 8 | 45x72x8 |
| | 72 | 10 | 45x72x10 |
| | 75 | 8 | 45x75x8 |
| | 75 | 10 | 45x75x10 |
| | 80 | 10 | 45x80x10 |
| | 85 | 10 | 45x85x10 |
| | 100 | 10 | 45x100x10 |
| 46 | 59 | 12 | 46x59x12 |
| | 65 | 10 | 46x65x10 |
| 47 | 65 | 10 | 47x65x10 |
| | 70 | 10 | 47x70x10 |
| | 90 | 10 | 47x90x10 |
| 48 | 62 | 8 | 48x62x8 |
| | 65 | 10 | 48x65x10 |
| | 68 | 10 | 48x68x10 |
| | 70 | 10 | 48x70x10 |
| | 72 | 7 | 48x72x7 |
| | 72 | 8 | 48x72x8 |
| 72 | 10 | 48x72x10 | |

| Dimensions | | | Désignation ¹⁾ | |
|------------|---------|-----------------------------|---------------------------|----------|
| Arbre | Alésage | Largeur nominale de joint b | | |
| d_1 | D | b | | |
| mm | | | - | |
| 50 | 62 | 7 | 50x62x7 | |
| | 64 | 6 | 50x64x6 | |
| | 65 | 8 | 50x65x8 | |
| | 65 | 10 | 50x65x10 | |
| | 68 | 7 | 50x68x7 | |
| | 68 | 8 | 50x68x8 | |
| | 68 | 10 | 50x68x10 | |
| | 70 | 10 | 50x70x10 | |
| | 72 | 8 | 50x72x8 | |
| | 72 | 10 | 50x72x10 | |
| | 72 | 12 | 50x72x12 | |
| | 75 | 10 | 50x75x10 | |
| | 80 | 8 | 50x80x8 | |
| | 80 | 10 | 50x80x10 | |
| | 85 | 10 | 50x85x10 | |
| | 90 | 10 | 50x90x10 | |
| | 100 | 10 | 50x100x10 | |
| | 52 | 63 | 8 | 52x63x8 |
| 65 | | 8 | 52x65x8 | |
| 68 | | 8 | 52x68x8 | |
| 72 | | 8 | 52x72x8 | |
| 72 | | 10 | 52x72x10 | |
| 80 | | 10 | 52x80x10 | |
| 85 | | 10 | 52x85x10 | |
| 100 | | 10 | 52x100x10 | |
| 55 | | 68 | 8 | 55x68x8 |
| | | 70 | 8 | 55x70x8 |
| | | 70 | 10 | 55x70x10 |
| | | 72 | 8 | 55x72x8 |
| | 72 | 10 | 55x72x10 | |
| | 75 | 8 | 55x75x8 | |
| | 75 | 10 | 55x75x10 | |
| | 78 | 10 | 55x78x10 | |
| | 78 | 12 | 55x78x12 | |
| | 80 | 8 | 55x80x8 | |
| | 80 | 10 | 55x80x10 | |
| | 85 | 8 | 55x85x8 | |
| | 85 | 10 | 55x85x10 | |
| | 90 | 8 | 55x90x8 | |
| | 90 | 10 | 55x90x10 | |
| | 100 | 10 | 55x100x10 | |
| | 100 | 12 | 55x100x12 | |
| | 56 | 72 | 8 | 56x72x8 |

| Dimensions | | | Désignation ¹⁾ | |
|------------|---------|-----------------------------|---------------------------|----------|
| Arbre | Alésage | Largeur nominale de joint b | | |
| d_1 | D | b | | |
| mm | | | - | |
| 57 | 67 | 7 | 57x67x7 | |
| | 58 | 72 | 8 | 58x72x8 |
| | | 80 | 8 | 58x80x8 |
| | | 80 | 10 | 58x80x10 |
| | | 80 | 12 | 58x80x12 |
| | 60 | 72 | 8 | 60x72x8 |
| | | 75 | 8 | 60x75x8 |
| | | | 8 | 60x80x7 |
| | | 80 | 8 | 60x80x8 |
| | | 80 | 10 | 60x80x10 |
| | | 82 | 12 | 60x82x12 |
| | 62 | 85 | 8 | 60x85x8 |
| 85 | | 10 | 60x85x10 | |
| 90 | | 8 | 60x90x8 | |
| 90 | | 10 | 60x90x10 | |
| 95 | | 10 | 60x95x10 | |
| 100 | | 10 | 60x100x10 | |
| 110 | | 8 | 60x110x8 | |
| 110 | | 8 | 60x110x10 | |
| 80 | | 10 | 62x80x10 | |
| 85 | | 10 | 62x85x10 | |
| 63 | 90 | 10 | 62x90x10 | |
| | 85 | 10 | 63x85x10 | |
| | 90 | 10 | 63x90x10 | |
| | 80 | 8 | 64x80x8 | |
| | 65 | 80 | 8 | 65x80x8 |
| | | 85 | 8 | 65x85x8 |
| | | 85 | 10 | 65x85x10 |
| | | 85 | 12 | 65x85x12 |
| | | 88 | 12 | 65x88x12 |
| | | 90 | 10 | 65x90x10 |
| 95 | 10 | 65x95x10 | | |
| 97 | 7 | 65x97x7 | | |
| 100 | 10 | 65x100x10 | | |
| 110 | 10 | 65x110x10 | | |
| 120 | 12 | 65x120x12 | | |
| 140 | 12 | 65x140x12 | | |
| 90 | 10 | 68x90x10 | | |
| 85 | 8 | 70x85x8 | | |

DOCUMENTS RÉPONSES

DR 1 – Schéma-blocs de la partie commande.

DR 2 – Mise en place des conditions limites de déplacement.

DR 3 – Allure du champ de vecteurs vitesses.

DR 4 – Allure des champs de vecteurs des densités linéiques de forces.

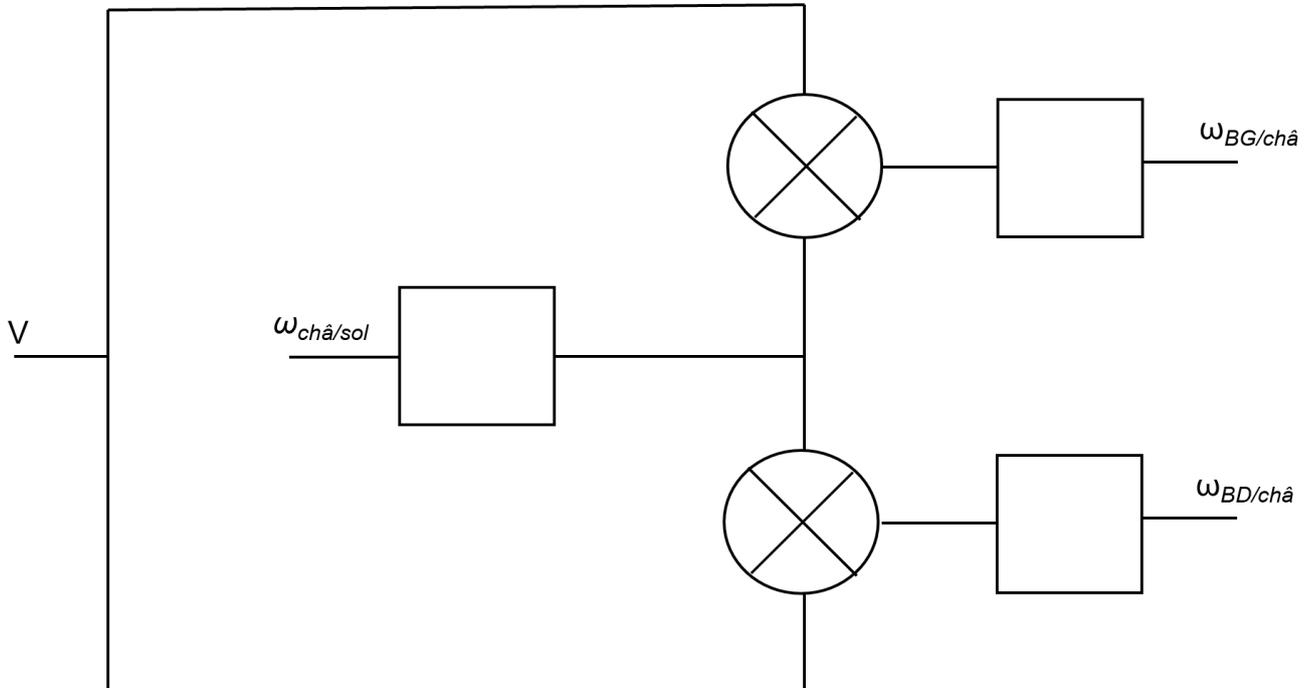
DR 5 – Gamme de fabrication du coulisseau.

DR 6 – Conception du guidage en rotation d'un galet.

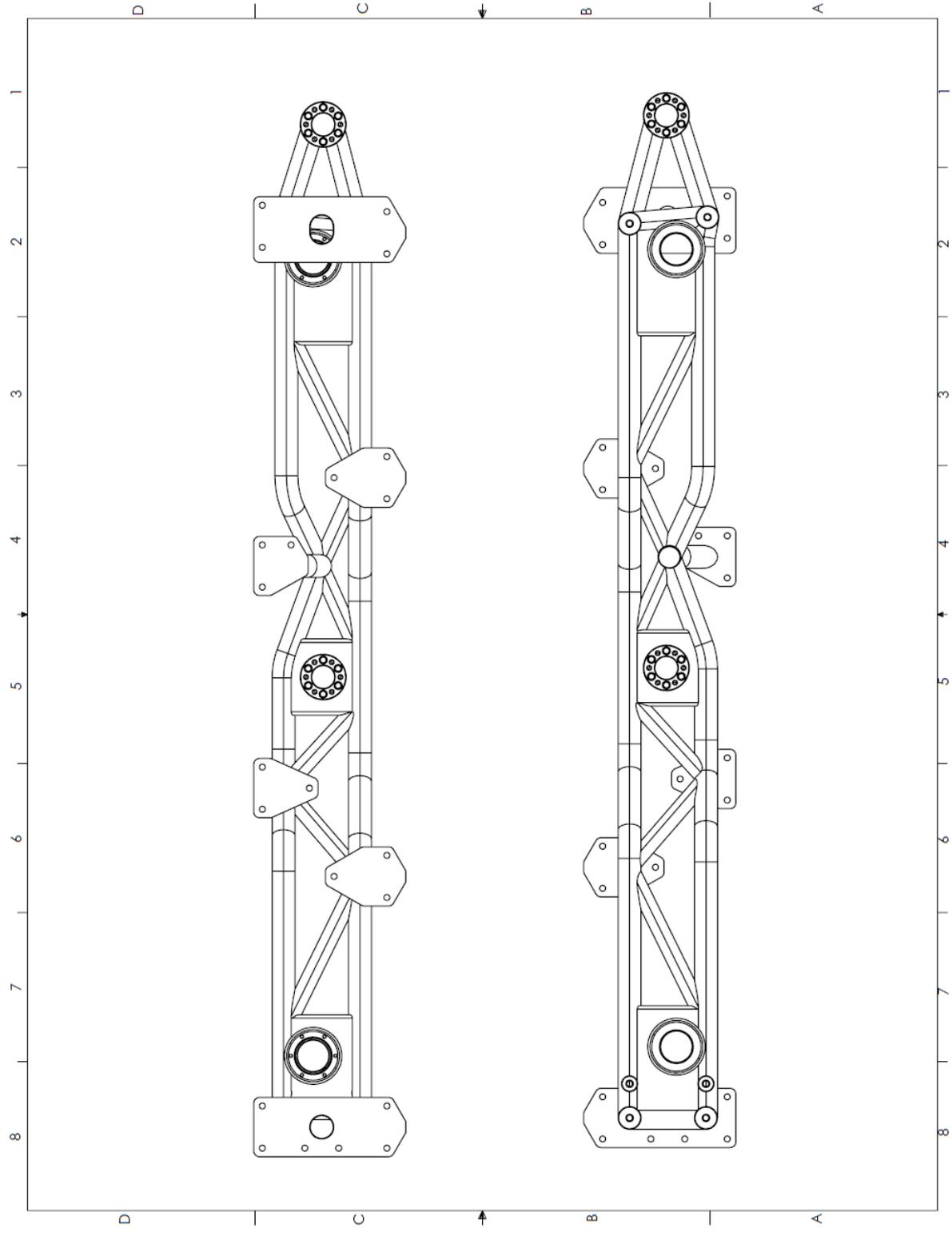
DR 7 – Diagramme à bulles « masse volumique – module d'Young ».

NE RIEN ECRIRE DANS CE CADRE

DR 1- Schéma-blocs de la partie commande

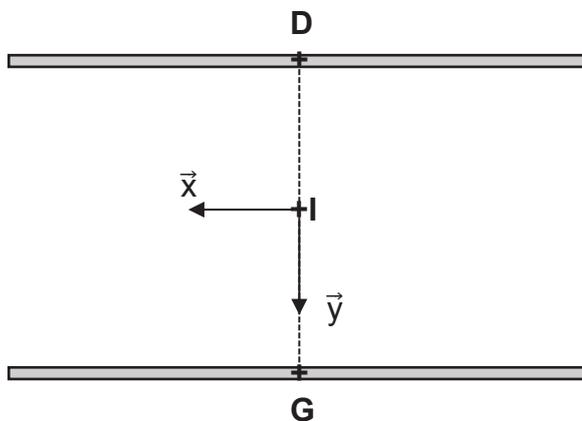


DR 2 – Mise en place des conditions limites déplacement

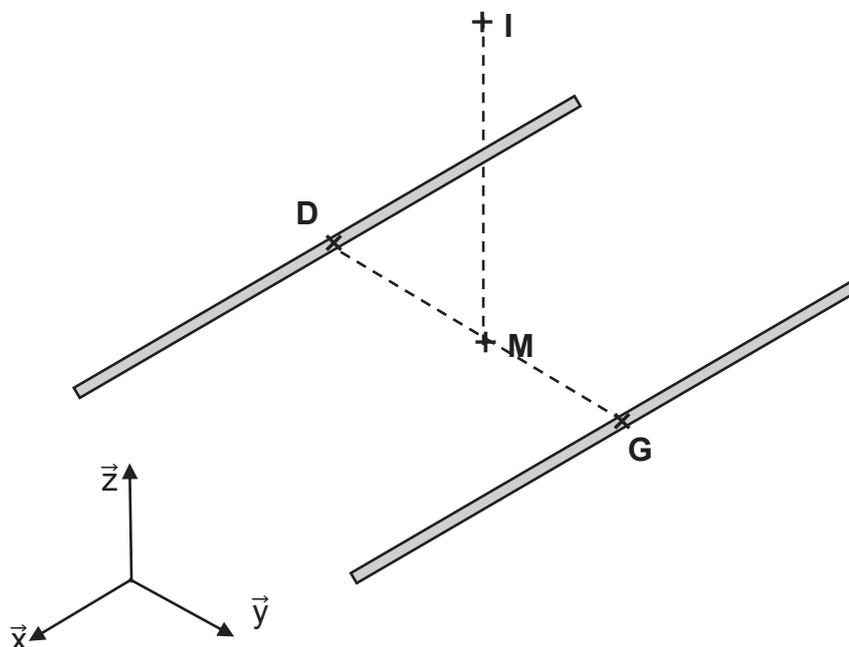


NE RIEN ECRIRE DANS CE CADRE

DR 3 – Allure du champ de vecteurs vitesses

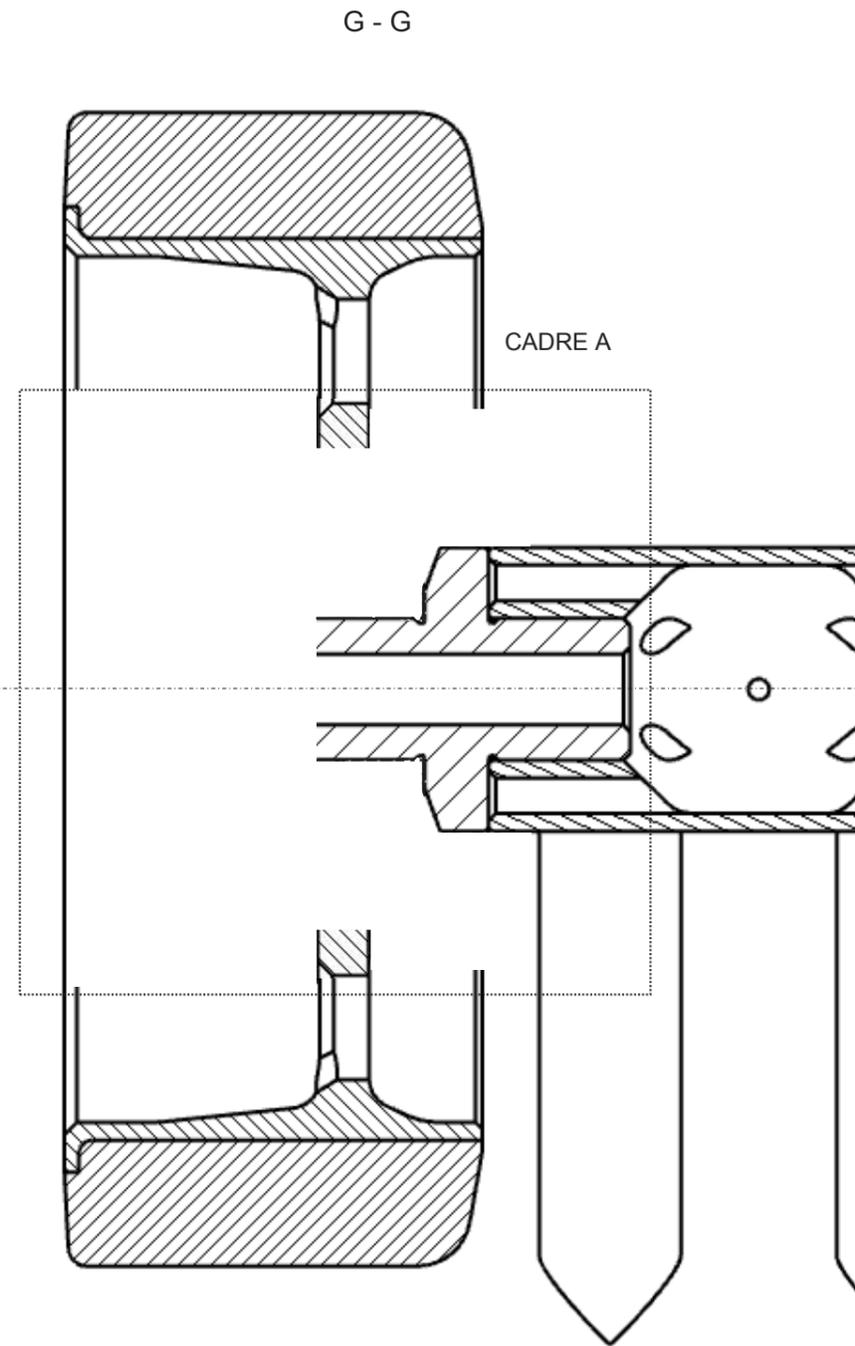
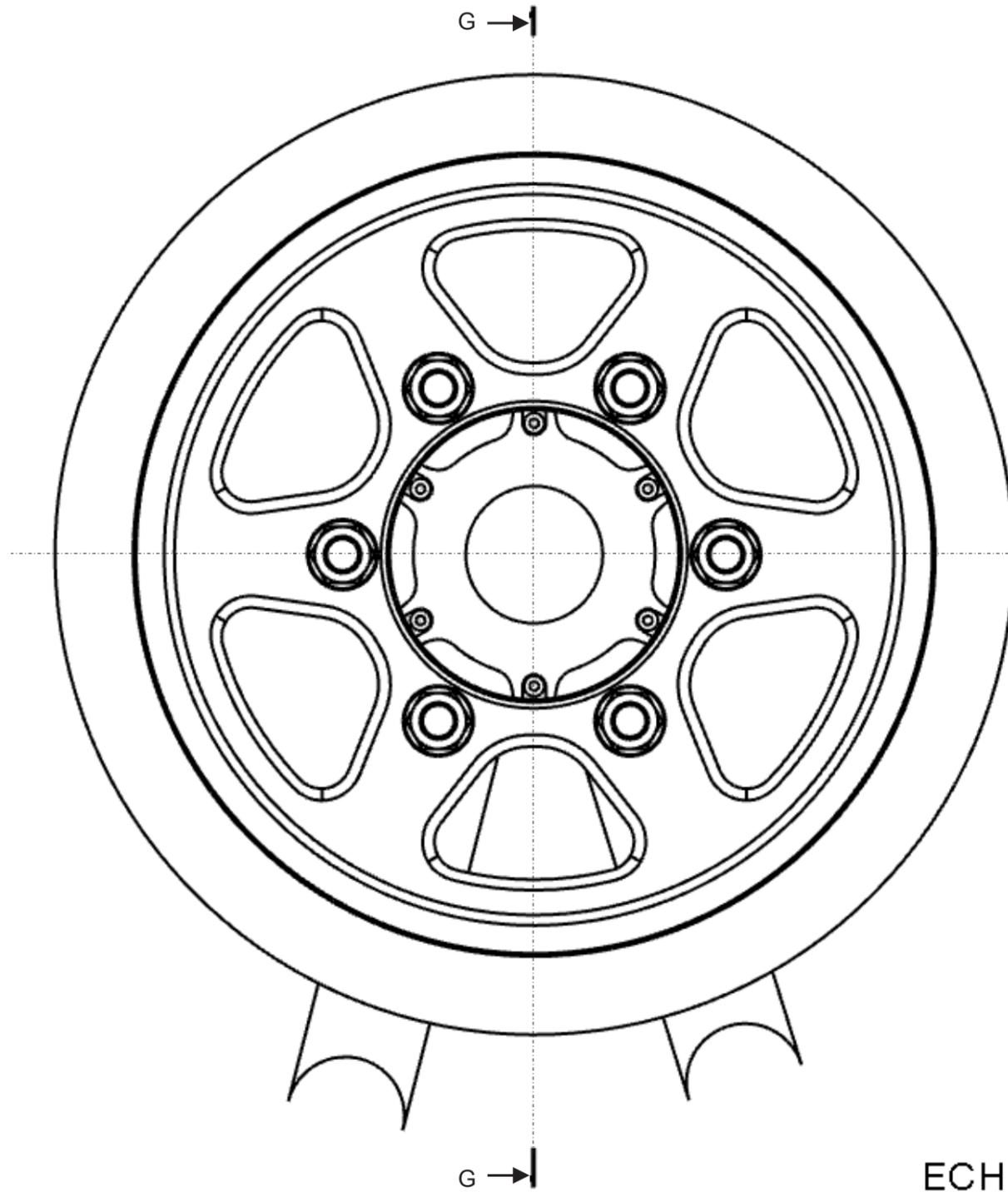


DR 4 – Allure des champs de vecteurs des densités linéiques de forces



NE RIEN ECRIRE DANS CE CADRE

DR 6 – Conception du guidage en rotation d'un galet



ECH. 2:3

DR 7 – Diagramme à bulles « masse volumique – module d'Young »

