



Epreuve de Sciences Industrielles C

Durée 6 h

Si, au cours de l'épreuve, un candidat repère ce qui lui semble être une erreur d'énoncé, d'une part il le signale au chef de salle, d'autre part il le signale sur sa copie et poursuit sa composition en indiquant les raisons des initiatives qu'il est amené à prendre.

L'usage de calculatrices est interdit

Aucun document n'est autorisé

Composition du sujet :

- 1 cahier de 15 pages de texte, numérotées de 1 à 15.
- 1 cahier de documents ressources de 12 pages, numérotés Ressource i avec $i = 1$ à 11.
- 1 calque format A3 **à rendre à la fin de l'épreuve.**
- 1 cahier réponses de 20 pages **à rendre à la fin de l'épreuve.**

Gestion du temps :

En admettant une durée de 15 minutes pour la lecture et l'assimilation du sujet, il est vivement conseillé de consacrer environ 25 % du temps à la partie I, environ 20 % du temps à la partie II, environ 25 % du temps à la partie III, environ 30 % du temps à la partie IV.

Il est demandé au candidat de formuler toutes les hypothèses qu'il jugera nécessaires pour répondre aux questions posées.

La présentation, la lisibilité, l'orthographe, la qualité de la rédaction, la clarté et la précision des raisonnements entreront pour une part importante dans l'appréciation des copies. En particulier, les résultats non justifiés ne seront pas pris en compte.

L'ensemble des réponses sera rédigé sur le cahier réponses dans les espaces libres proposés pour chaque question.

Les tablettes à dessiner permettant de travailler sur des documents de dimension A3 sont autorisées.

(A)

Il est interdit aux candidats de signer leur composition ou d'y mettre un signe quelconque pouvant indiquer sa provenance.

Tournez la page S.V.P.

ÉTUDE D'UN VÉHICULE D'ACCOROUTAGE VSV

Présentation générale

NOREMAT, un des leaders dans l'entretien des accotements routiers, a dessiné une nouvelle catégorie de véhicule : le VSV (Véhicule Service Viabilité).

Le VSV est un véhicule intégralement pensé, dessiné et conçu pour les professionnels de l'entretien et leurs multiples missions de sécurisation des voies de communication.

Le VSV se prête à des usages très variés liés à l'accoroutage (voir **figure 1**) : débroussaillage ou élagage des accotements routiers avec éventuelle collecte de la biomasse, raclage et salage des routes enneigées, nettoyage des glissières de sécurité et du matériel de signalisation routière...



Figure 1 : Véhicule VSV en situation

La cabine, le bras et le moteur sont disposés pour répondre aux exigences de visibilité, de stabilité et de polyvalence du véhicule.

Le VSV peut entraîner simultanément jusqu'à trois outils : un outil avant, un outil en bout de bras et un outil arrière. Le travail en outils combinés favorise la productivité du véhicule.

L'étude portera ici sur un véhicule VSV équipé d'un groupe de broyage en bout de bras (voir **figure 2**). Ce bras est lui-même constitué d'une tourelle, d'une flèche, d'un balancier et d'un télescope. La tourelle est la partie du bras située entre le châssis du véhicule et la flèche. Cette tourelle est en liaison pivot d'axe vertical par rapport au châssis.



Figure 2 : Véhicule VSV équipé d'un groupe de broyage

On peut distinguer deux phases d'utilisation : la phase de transport et la phase de travail.
Les **documents ressources 1 et 2** présentent deux diagrammes partiels d'exigences SysML qui détaillent les exigences fonctionnelles du VSV liées à chacune de ces phases.

L'étude du VSV mettra en avant les différents compromis qu'il a fallu réaliser pour concilier les performances liées à ces différentes exigences fonctionnelles.

Les différentes analyses et les objectifs associés sont les suivants :

I. Analyse du fonctionnement général du VSV

- I.A. Bilan énergétique, pour déterminer la puissance à développer par le moteur thermique
- I.B. Etude du circuit hydraulique du vérin de flèche, pour améliorer ce circuit de commande

II. Analyse du bras du VSV

- II.A. Etude géométrique du bras, pour déterminer la zone de travail du groupe de broyage
- II.B. Etude géométrique de la liaison flèche / balancier, pour valider le choix de la liaison modifiée
- II.C. Conception de la liaison flèche / balancier, pour dimensionner les guidages en rotation

III. Analyse du bras rencontrant un obstacle en marche arrière

- III.A. Etude de résistance des matériaux sur le bras, pour vérifier la résistance du bras
- III.B. Etude statique de l'amortisseur de recul, pour déterminer le ressort de compression du système

IV. Analyse du groupe de broyage

- IV.A. Loi d'entrée-sortie du système de réglage de tension de courroie, pour régler cette tension
- IV.B. Etude de la commande d'un moteur électrique, pour modifier la motorisation du système
- IV.C. Etude de la réalisation du corps du moteur hydraulique, pour choisir les procédés de fabrication

I. Analyse du fonctionnement général du VSV

Dans cette partie, nous allons, dans un premier temps, estimer les puissances nécessaires au bon fonctionnement du VSV puis nous allons nous intéresser au câblage d'un des vérins du système.

Les **documents ressources 1 et 2** recensent les caractéristiques générales du VSV.

Le diagramme partiel de blocs internes du **document ressource 3** permet de visualiser les principaux composants des chaînes d'énergie.

Le moteur thermique entraîne d'une part le module de débroussaillage.

Le moteur thermique entraîne d'autre part une transmission hydrostatique à variation continue suivie d'une transmission mécanique munie de réducteurs offrant deux rapports de transmission :

- GV, sélectionnée pour la phase de transport ;
- PV, sélectionnée pour la phase de travail.

Le réducteur entraîne ensuite les essieux avant et arrière.

Le VSV est muni de quatre roues motrices de même diamètre, implantées aux quatre angles du gabarit formé par le véhicule. Seules les roues avant sont directrices.

L'essieu arrière est équipé d'un bloqueur de différentiel.

Cet essieu arrière est qualifié d'oscillant avec report de charge. Il peut en effet tourner autour d'un axe longitudinal. Ce mouvement est maîtrisé par un vérin de compensation placé entre l'essieu et le châssis (voir **figure 14** du **document ressource 4**).

I.A. Bilan énergétique

Objectif : déterminer la puissance à développer par le moteur thermique en phase de travail.

Q1. Après avoir rappelé la fonction d'un différentiel, préciser la fonction d'un bloqueur de différentiel pour ce véhicule.

Q2. Indiquer la fonction d'un essieu oscillant sur ce type de véhicule.

Le bloc moteur thermique est placé derrière le côté conducteur de la cabine (voir **figure 15** du **document ressource 4**).

Q3. Donner deux critères justifiant le placement excentré du moteur thermique sur le châssis.

Les données nécessaires à la suite de l'étude se situent dans les **documents ressources 1 à 3**.

Hypothèses :

- accélération de la pesanteur : $g \approx 10 \text{ m/s}^2$;
- une route de pente 10% correspond à un angle d'inclinaison θ de la route tel que : $\sin \theta \approx 0,1$;
- rendement des organes hydrauliques (pompes, moteur hydraulique, vérins, groupe de broyage) : $\eta = 0,8$. Tous les autres rendements sont supposés égaux à 1 ;
- estimation des puissances mécaniques nécessaires en sortie des vérins de flèche, vérin de balancier et vérin de compensation : $P_f = P_b = P_c = 5 \text{ kW}$;
- estimation de la puissance mécanique nécessaire en sortie du groupe de broyage : $P_g = 3 \text{ kW}$.

Q4. Estimer la puissance maximale à fournir aux deux essieux du VSV, pour le seul déplacement du VSV sur une route de pente 10% (voir **figure 3**).

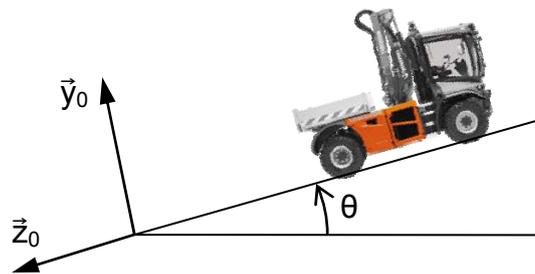


Figure 3 : VSV en déplacement sur une route de pente 10%

Q5. Estimer la puissance maximale à fournir au module de débroussaillage (**document ressource 3**).

Q6. En déduire la puissance maximale à fournir par le moteur thermique en phase de travail.

Q7. Le constructeur a choisi un moteur thermique développant une puissance maximale $P_m = 106 \text{ kW}$. Conclure quant au fonctionnement du VSV.

I.B. Étude du circuit hydraulique du vérin de flèche

Objectif : améliorer le circuit de commande lié au vérin de flèche.

Pour cette étude, on propose un schéma hydraulique simplifié présent sur le cahier réponses, question Q8.

Le conducteur dispose d'une manette qui envoie différentes commandes aux distributeurs du VSV. On ne s'intéresse ici qu'au pilotage du vérin de flèche. Sous l'action du conducteur, la manette envoie une commande électrique à l'électroaimant a ou b. En position repos, aucune commande n'est envoyée.

Q8. Quelle est la fonction du composant, repéré c, sur le schéma hydraulique ?

Hypothèse :

- Un effort extérieur s'oppose au déplacement de la tige du vérin dans le sens V+.

Q9. Sur le cahier réponses, surligner en rouge le circuit de l'huile haute pression et en bleu celui de l'huile basse pression, lors d'un déplacement de la tige du vérin dans le sens V+.

Q10. A quelle commande (a ou b) correspond ce déplacement ?

Q11. Donner la désignation du distributeur utilisé. L'utilisation d'un distributeur 4/2 permet-elle d'obtenir le même pilotage du vérin ? Justifier.

Q12. Quelle est la fonction des ressorts schématisés sur le distributeur ?

Q13. La vitesse de tige de vérin peut-elle être ici modulée ? Justifier votre réponse.

Q14. Modifier le circuit de commande pour pouvoir moduler la vitesse de déplacement de la tige de vérin.

II. Analyse du bras du VSV

Dans cette partie, nous allons analyser le bras du VSV pour concilier l'exigence de performance liée à son encombrement en phase de transport (id=1.2.1) avec les trois exigences de performances liées à son fonctionnement en phase de travail : ses caractéristiques dimensionnelles (id=2.2.1), sa puissance absorbée (id=2.2.2) et sa rigidité (id=2.2.3).

II.A. Étude géométrique du bras

Objectif : déterminer la zone de travail du groupe de broyage.

Le **document ressource 5** présente un schéma cinématique simplifié du bras, indiquant les mobilités souhaitées entre le châssis 0, la tourelle 1, la flèche 2, le balancier 3, le télescope 4 et le groupe de broyage 5.

En phase de transport, le bras est en position compacte à l'arrière de la cabine. On a alors :

$$\alpha_1 = 0^\circ, \alpha_2 = 90^\circ, \alpha_3 = -155^\circ, x = 2 \text{ m et } \alpha_5 = -20^\circ$$

Pour passer de la phase de transport à la phase de travail, la liaison pivot d'axe (A, \vec{y}_0) entre la tourelle 1 et le châssis 0 oriente le bras à la droite du véhicule en faisant passer α_1 de 0° à 90° .

Pendant la phase de travail :

- α_1 est bloqué à 90° ;
- la plage de α_3 est limitée à $[-100^\circ ; -10^\circ]$;
- les différents mouvements sont tous dans le même plan $(A, \vec{x}_1, \vec{y}_1)$.

Sur le cahier réponses est représenté schématiquement le bras en phase de travail avec :

$$\alpha_1 = 90^\circ, \alpha_2 = 0^\circ, \alpha_3 = -10^\circ, x = 3 \text{ m et } \alpha_5 = 20^\circ.$$

Q15. Par construction géométrique, déterminer et hachurer la zone accessible théoriquement par le point C.

Q16. Indiquer ce qui pourrait restreindre cette zone dans les conditions réelles.

II.B. Étude géométrique de la liaison flèche / balancier

Objectif : valider le choix de la liaison modifiée.

Comme l'indiquent les **figures 4 et 5**, le constructeur a modifié la liaison flèche / balancier en ajoutant deux biellettes à la solution initiale.



Figure 4 : Liaison initiale



Figure 5 : Liaison modifiée

Hypothèse :

- dans cette partie, toutes les liaisons sont supposées être des liaisons pivots de direction perpendiculaire au plan d'étude, à l'exception de la liaison entre le corps et la tige du vérin.

Le cahier réponses, question Q17 (respectivement Q18), présente la liaison initiale (respectivement modifiée). Le bras y est représenté en position initiale entièrement replié.

Q17. Les points B et D étant fixés, représenter sur le cahier réponses la position du point E, pour une ouverture relative du balancier de 90° .

Q18. Les points B, D et G étant fixés, représenter sur le cahier réponses les positions des points E et F, pour une ouverture relative du balancier de 90° .

On appelle d_i (respectivement d_M) la course de la tige de vérin de la liaison initiale (respectivement modifiée) pour une ouverture de 90° .

Q19. Evaluer graphiquement, sur les deux solutions présentées, les courses d_i et d_M des deux tiges de vérins pour une ouverture relative de 90° . Conclure quant à l'intérêt de cette modification.

II.C. Conception de la liaison flèche / balancier

Objectif : dimensionner les guidages en rotation.

On s'intéresse dans cette partie, à la conception de la liaison modifiée entre la flèche et le balancier (voir **figure 5**). Devant les faibles vitesses de rotation des pièces, on utilisera des paliers lisses pour les différents guidages en rotation et de la graisse pour la lubrification (voir **document ressource 6**).

Q20. Rappeler la démarche de dimensionnement d'un palier lisse.

Q21. Les paliers doivent pouvoir supporter une force radiale maximale $F = 5000 \text{ N}$. Choisir dans le **document ressource 6** les dimensions des paliers à placer.

Q22. Sur le calque réponse, représenter les guidages en rotation suivants :

- balancier 3 / biellette b1 ;
- biellette b1 / tige de vérin ;
- biellette b2 / tige de vérin.

Ces différents guidages doivent être démontables. On pensera à représenter les dispositions constructives pour assurer le graissage des paliers.

On demande aux candidats des dessins qui doivent traduire sans ambiguïté leurs intentions de conception. Pour cela, les candidats sont invités à faire preuve de rigueur dans leur tracé (en particulier, l'utilisation d'une règle ne pourra être que conseillée) et à donner toutes les précisions qu'ils jugeront pertinentes afin de permettre au jury d'évaluer la pertinence de leurs solutions.

III. Analyse du bras rencontrant un obstacle en marche arrière

La **figure 16** du **document ressource 7** présente le VSV rencontrant un obstacle en marche arrière.

Dans un premier temps, nous réaliserons une étude de résistance des matériaux sur le bras du VSV en marche arrière rencontrant un obstacle, sans amortisseur de recul. Nous vérifierons ainsi comment concilier l'exigence de performance liée à la rigidité du bras (id=2.2.3) avec celle liée à la masse du VSV (id=1.1.1).

Dans un second temps, nous analyserons l'amortisseur de recul du VSV, qui permet de satisfaire l'exigence de performance liée au freinage d'urgence sur une marche arrière (id=2.1.3) tout en respectant celle liée à son encombrement en phase de transport (id=1.2.1)

III.A. Étude de résistance des matériaux sur le bras

Objectif : vérifier la résistance du bras.

On nomme bras \underline{S} l'ensemble constitué d'une tourelle, d'une flèche, d'un balancier et d'un télescope.

La **figure 17** du **document ressource 7** présente un modèle simplifié du bras \underline{S} , sous forme d'une poutre encastree dans le châssis.

Hypothèses :

- on modélise l'action mécanique de l'obstacle sur le bras \underline{S} par une force \vec{F} appliquée au point C telle que : $\vec{F} = -F \vec{z}_0$ ($F = 10000$ N).

Q23. Exprimer le moment quadratique par rapport à l'axe (G, \vec{Y}_0) , noté $I_{G\vec{Y}_0}$ en fonction des dimensions a et b.

Q24. Quel est l'avantage d'une poutre creuse par rapport à une poutre pleine de même masse ?

Q25. On ne s'intéresse qu'aux contraintes dues à la flexion du bras. Indiquer l'abscisse x de la section dans laquelle le moment de flexion $M_f(x)$ est maximum ?

Q26. Donner l'expression de la contrainte maximale, notée σ_{Max} , dans cette section en fonction du moment de flexion maximal $M_{f\text{max}}$.

Q27. En déduire l'expression de la contrainte maximale σ_{Max} en fonction de l'effort F.

Données :

- le bras \underline{S} est fabriqué en acier S235 ;
- résistance à la rupture : $R_m = 340 \text{ MPa}$; Limite élastique : $R_e = 235 \text{ MPa}$;
- module d'élasticité : $E = 20500 \text{ MPa}$;
- $a = 0,2 \text{ m}$; $b = 0,18 \text{ m}$; $I_{G\vec{y}_0} \approx 5.10^{-5} \text{ m}^4$; $L = 6 \text{ m}$;
- $F = 10000 \text{ N}$, (ce qui correspond à une flèche au point C de 0,7 m).

Q28. Application numérique : calculer la valeur de σ_{Max} dans cette configuration. Conclure.

III.B. Etude statique de l'amortisseur de recul

Objectif : déterminer le ressort de compression de l'amortisseur de recul.

Si lors d'une marche arrière du véhicule, le bras ou le groupe de broyage rencontre un obstacle (**figure 16** du **document ressource 7**), l'amortisseur de recul ajoute un niveau de sécurité supplémentaire : le bras s'escamote automatiquement vers l'avant pour permettre une réaction du conducteur d'une part, et du système de contrôle du VSV d'autre part.

La **figure 18** du **document ressource 7** présente le schéma cinématique de ce système.

Il est constitué d'un dashpot $\underline{6}$, d'un ressort de compression $\underline{7}$ et d'une tige de compression $\underline{8}$.

Le dashpot $\underline{6}$ est un amortisseur qui permet principalement d'absorber les vibrations et les chocs légers alors que le ressort $\underline{7}$ se comprime pour permettre l'escamotage du bras vers l'avant.

On modélise :

- une liaison pivot d'axe (A, \vec{y}_0) entre le bras \underline{S} et le châssis $\underline{0}$;
- une liaison pivot d'axe (D, \vec{y}_0) entre le bras \underline{S} et le dashpot $\underline{6}$ et on nomme $\alpha_6 = (\vec{x}_0, \vec{x}_6)$;
- une liaison pivot d'axe (E, \vec{y}_0) entre la tige de compression $\underline{8}$ et le dashpot $\underline{6}$;
- une liaison pivot glissant d'axe (E, \vec{z}_0) entre la tige de compression $\underline{8}$ et le châssis $\underline{0}$.

Hypothèses :

- le châssis $\underline{0}$ est fixe, de repère $R_0 (A, \vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)$;
- dans cette étude, le dashpot $\underline{6}$ est rigide ; sa longueur est constante ;
- on modélise l'action mécanique de l'obstacle sur le bras \underline{S} par une force \vec{F} appliquée au point C telle que : $\vec{F} = - F \vec{z}_0$ ($F = 10000 \text{ N}$) ;
- le système est plan ;
- le poids propre des différentes pièces est négligé par rapport aux autres actions mécaniques ;
- les liaisons sont parfaites ;
- $\vec{AC} = L \vec{x}_0$ (avec $L = 6 \text{ m}$) ;
- $\vec{AD} = 0,2 \vec{x}_0 + 0,2 \vec{z}_0$ (dans la configuration de l'étude).

Dans cette partie, le torseur statique du solide i sur le solide j en un point M sera noté ainsi :

$$\left\{ T(i \rightarrow j) \right\}_M = \left\{ \begin{array}{l} \vec{R}(i \rightarrow j) = X_{ij} \vec{x}_0 + Y_{ij} \vec{y}_0 + Z_{ij} \vec{z}_0 \\ \vec{M}(M, i \rightarrow j) = L_{ij} \vec{x}_0 + M_{ij} \vec{y}_0 + N_{ij} \vec{z}_0 \end{array} \right\} \quad \text{ou} \quad \left\{ T(i \rightarrow j) \right\}_M = \left\{ \begin{array}{l} X_{ij} \\ Y_{ij} \\ Z_{ij} \end{array} \middle| \begin{array}{l} L_{ij} \\ M_{ij} \\ N_{ij} \end{array} \right\}_{R_0}$$

Q29. Isoler le dashpot $\underline{6}$ et en déduire X_{S6} en fonction de Z_{S6} et α_6 .

Q30. Appliquer le théorème du moment statique au bras \underline{S} au point A, afin de déterminer Z_{6S} en fonction de F et α_6 .

Hypothèse :

$$1 + \frac{1}{\tan \alpha_6} \approx 15$$

Q31. Déterminer, en justifiant les relations utilisées, la valeur numérique de l'effort Z_{87} de la tige $\underline{8}$ sur le ressort de compression $\underline{7}$.

Q32. On souhaite que l'écrasement du ressort n'excède pas 5 cm. Déterminer la raideur du ressort afin de satisfaire le cahier des charges.

Le **document ressource 8** présente deux types de ressorts de compression :

- des ressorts d'outil de presse Naams (3 références) ;
- des ressorts en élastomère Hasco (3 références).

Q33. Sélectionner parmi ces 6 références le ressort de compression le plus adéquat pour l'amortisseur de recul.

L'escamotage du bras \underline{S} engendre une variation de l'angle α_1 , notée $\Delta\alpha_1$.

La durée d'escamotage permet une réaction du conducteur d'une part, et du système de contrôle du VSV d'autre part.

La fréquence de rotation du moteur hydraulique déplaçant le VSV est notée N_{mot} .

Les caractéristiques de la transmission du VSV sont détaillées dans les **documents ressources 2 et 3**.

Hypothèses :

- longueur du bras $L = 6 \text{ m}$;
- $\tan (\Delta\alpha_1) = 1 / 12$;
- en marche arrière, N_{mot} est comprise entre 0 et 720 tr/min .

Q34. Déterminer la vitesse maximale de translation du VSV en marche arrière. Comparer cette vitesse à la vitesse maximale de translation du VSV en marche avant.

Q35. En déduire la durée d'escamotage théorique. Commenter.

IV. Analyse du groupe de broyage

Dans cette partie, nous allons analyser le groupe de broyage (voir **figure 6**) placé en bout de bras du VSV pour vérifier l'exigence de performance liée à sa puissance absorbée (id=2.3.1).

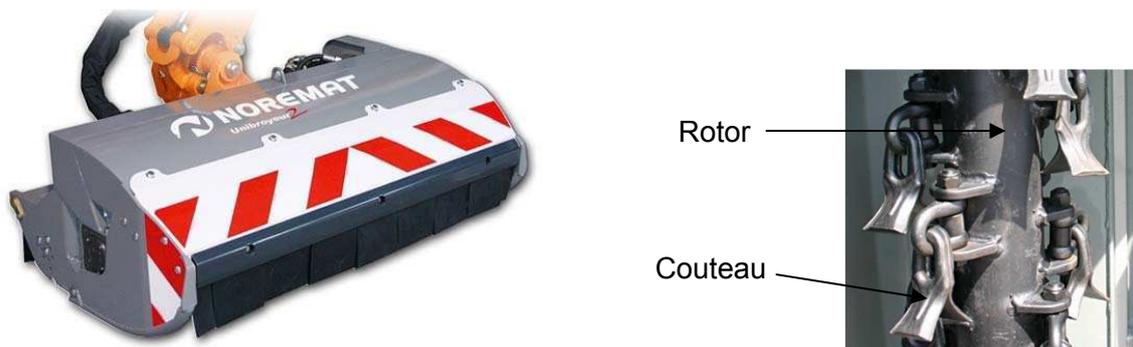


Figure 6 : Groupe de broyage et couteaux à fixation rapide sur le rotor

Par l'intermédiaire d'une courroie crantée, un moteur hydraulique à pistons axiaux entraîne un rotor, muni de couteaux à fixation rapide.

Ces couteaux permettent d'effectuer des travaux de fauchage ou de débroussaillage suivant le sens de rotation du rotor.

Un rouleau palpeur établit le contact entre le sol et le groupe de broyage.

Les caractéristiques de ce groupe de broyage sont détaillées dans les **documents ressources 9 et 10**.

IV.A. Loi d'entrée-sortie du système de réglage de tension de courroie

Objectif : régler la tension de la courroie crantée.

Q36. En s'appuyant sur un schéma, expliquer le fonctionnement d'un moteur hydraulique à pistons axiaux.

Q37. Expliquer l'intérêt d'une courroie crantée pour l'entraînement du rotor du groupe de broyage.

Ce groupe de broyage est équipé d'un système de réglage de la tension de la courroie crantée.

Ce réglage est réalisé par rotation d'un écrou de réglage qui entraîne le déplacement du bloc moteur.

Ce système permet, d'une part, d'améliorer la transmission de puissance entre le moteur hydraulique et le rotor, d'autre part de faciliter le montage / démontage de cette courroie.

Le bloc moteur est constitué du moteur hydraulique, fixé à deux plaques (une extérieure et une intérieure). Deux bagues situées entre ces plaques coulisent dans des lumières oblongues du châssis.

Hypothèse :

- on assimile le rotor à un tube de longueur 1,3 m, de diamètre extérieur 20 cm et d'épaisseur 1 cm. Il est en acier de densité 7,8.

Q38. Déterminer approximativement la masse de ce rotor.

Q39. Justifier le choix du constructeur de déplacer le bloc moteur pour tendre la courroie.

Hypothèse :

- dans le repère R (A, \vec{x} , \vec{y} , \vec{z}), la liaison entre le bloc moteur et le châssis est modélisée par 3 liaisons en parallèle (voir **document ressource 10**) :
 - liaison 1 : appui plan de normale \vec{z} ;
 - liaison 2 : sphère-plan de normale (A, \vec{y}) ;
 - liaison 3 : sphère-plan de normale (B, \vec{y})
avec : $\overrightarrow{AB} = X \vec{x} + Y \vec{y}$, où X et Y représentent deux longueurs constantes.

En un point M, le torseur cinématique de la liaison i entre le bloc moteur et le châssis sera noté :

$$\left\{ V_i(b/c) \right\}_M = \left\{ \begin{array}{l} \overrightarrow{\Omega}_i(b/c) = \omega_{xi} \vec{x} + \omega_{yi} \vec{y} + \omega_{zi} \vec{z} \\ \overrightarrow{V}_i(M \in b/c) = V_{xi} \vec{x} + V_{yi} \vec{y} + V_{zi} \vec{z} \end{array} \right\} \quad \text{ou} \quad \left\{ V_i(b/c) \right\}_M = \left\{ \begin{array}{l} \omega_{xi} \\ \omega_{yi} \\ \omega_{zi} \end{array} \middle| \begin{array}{l} V_{xi} \\ V_{yi} \\ V_{zi} \end{array} \right\}_R$$

En un point M, le torseur statique de la liaison i entre le bloc moteur et le châssis sera noté :

$$\left\{ T_i(b \rightarrow c) \right\}_M = \left\{ \begin{array}{l} \overrightarrow{R}_i(b \rightarrow c) = R_{xi} \vec{x} + R_{yi} \vec{y} + R_{zi} \vec{z} \\ \overrightarrow{M}_i(M, b \rightarrow c) = M_{xi} \vec{x} + M_{yi} \vec{y} + M_{zi} \vec{z} \end{array} \right\} \quad \text{ou} \quad \left\{ T_i(b \rightarrow c) \right\}_M = \left\{ \begin{array}{l} R_{xi} \\ R_{yi} \\ R_{zi} \end{array} \middle| \begin{array}{l} M_{xi} \\ M_{yi} \\ M_{zi} \end{array} \right\}_R$$

Q40. Déterminer à l'aide des torseurs de votre choix la liaison équivalente au point A entre le bloc moteur et le châssis.

Q41. Dessiner alors le schéma cinématique du système de réglage de tension de la courroie crantée.

On souhaite déterminer la relation entre la variation de rotation, notée $\Delta\theta$ (en rad), de l'écrou de réglage et la variation de tension, notée ΔT (en N), **d'un brin** de la courroie crantée.

Hypothèses :

- la vis et l'écrou de réglage possèdent un pas à droite (pas=1 mm) ;
- les poulies réceptrice et motrice ont un même diamètre D_p ($D_p=200$ mm) ;
- la raideur de la courroie crantée, notée k, est supposée constante ;
- seules les portions de courroie crantée qui ne sont pas en contact avec les poulies subissent une variation de longueur, notée ΔL (en m) ;
- les centres des poulies réceptrice et motrice sont notés respectivement C et D

avec : $\overrightarrow{CD} = c \vec{x} + d \vec{y}$, où c représente un écartement variable (on note Δc la variation de cet écartement) et d une longueur constante.

Q42. Justifier s'il faut tourner l'écrou de réglage dans le sens positif (de \vec{y} vers \vec{z}) ou négatif (de \vec{z} vers \vec{y}) pour tendre la courroie crantée.

Q43. Déterminer, sous forme littérale, la variation d'écartement Δc (en m) en fonction de la variation de rotation $\Delta\theta$.

Q44. Déterminer, sous forme littérale, la variation de longueur d'un brin de courroie ΔL en fonction de c , de d et de la variation d'écartement Δc .

Q45. En déduire, sous forme littérale, la variation de tension ΔT en fonction de la variation de rotation $\Delta\theta$.

Après linéarisation sur la plage de fonctionnement, la relation de la question précédente devient :

$$\Delta T = K_c \Delta\theta \text{ avec } K_c = 60 \text{ N/rad .}$$

On souhaite préserver les roulements guidant l'axe du moteur hydraulique.

A partir des charges dynamiques maximales de ces roulements, une étude préalable a permis de déterminer la précharge maximale ($T_{\max} = 5000 \text{ N}$) à appliquer à **un brin** de la courroie.

Q46. Déterminer le nombre de tours à appliquer à l'écrou de réglage pour obtenir la tension T_{\max} .

IV.B. Etude de la commande d'un moteur électrique

Objectif : modifier la motorisation du groupe de broyage.

Pour faciliter l'alimentation en énergie du groupe de broyage, le constructeur souhaite remplacer le moteur hydraulique par un moteur électrique.

Le constructeur retient un moteur à courant continu M, plutôt qu'un moteur à courant alternatif.

Q47. Justifier brièvement ce choix de motorisation.

Le constructeur souhaite pouvoir régler différentes vitesses de rotation en fonction de l'outil choisi.

Q48. Compléter le schéma électrique du cahier réponses afin de satisfaire le souhait du constructeur.

Q49. A l'aide d'un diagramme temporel, sur lequel on fera apparaître la tension U en fonction de la commutation du transistor, montrer comment est obtenue la modulation de vitesse de ce moteur à courant continu M. Définir une valeur caractéristique de cette modulation.

IV.C. Etude de la réalisation du corps du moteur hydraulique

Objectif : choisir le procédé de fabrication du brut et le procédé d'usinage.

Le moteur qui entraîne en rotation le groupe de broyage est un moteur hydraulique (voir **figures 7 et 8**). Le dessin de définition partiel du corps de moteur est donné sur le **document ressource 11**.

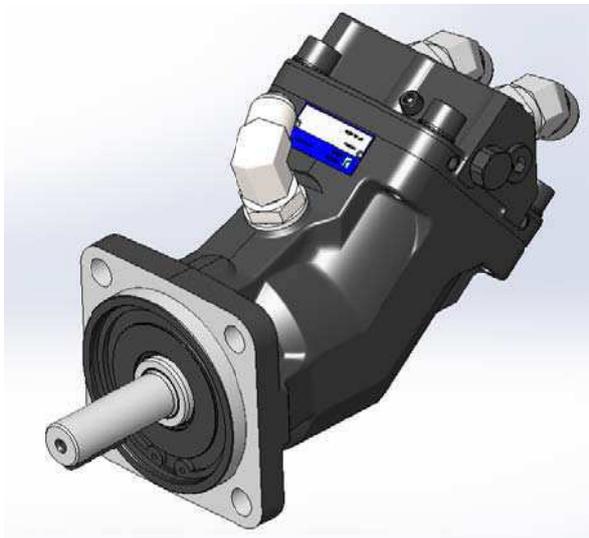


Figure 7 : Moteur hydraulique

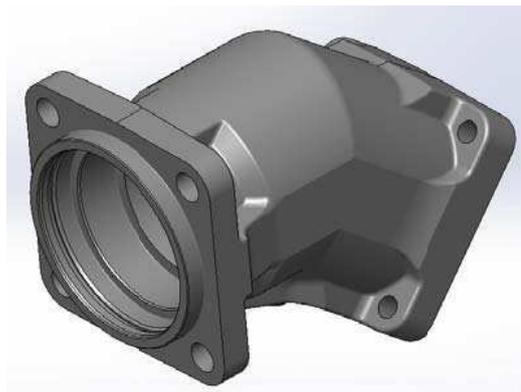


Figure 8 : Corps du moteur hydraulique

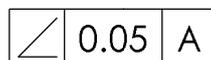
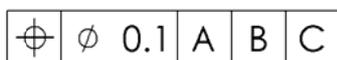
Dans un premier temps, le constructeur envisage de réaliser le brut du corps du moteur hydraulique par moulage au sable.

Q50. Expliquer à l'aide d'un croquis détaillé, le principe du moulage au sable.

Q51. Pour obtenir le moule, le constructeur utilise un modèle fabriqué en impression 3D. Quel est l'intérêt de ce procédé ?

Q52. Ce procédé de moulage est-il pertinent pour la réalisation de ce brut ? Justifier.

Q53. À partir des informations du **document ressource 11**, expliquer les deux spécifications suivantes :



On envisage d'utiliser pour la fabrication de la pièce, un centre d'usinage 4 axes à commande numérique :

- capacité X = 1000 mm, Y = 500 mm et Z = 500 mm à broche horizontale, disposant d'un plateau tournant B = +/- 180° (voir **figure 9**).

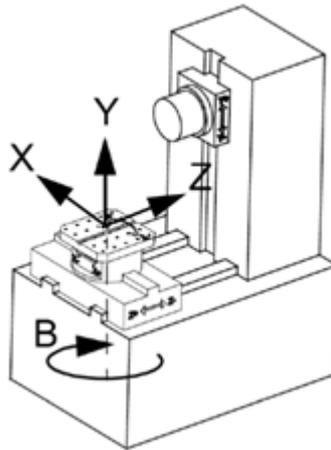


Figure 9 : Centre d'usinage 4 axes

Tous les types d'outils classiques suivants sont disponibles : forets, fraises 2 tailles, fraises à surfacer, outils à aléser, fraises à chanfreiner...

On ne s'intéresse ici qu'à l'usinage des plans P_1 , P_2 ainsi que des cylindres C_1 et C_2 (voir **figure 10**).

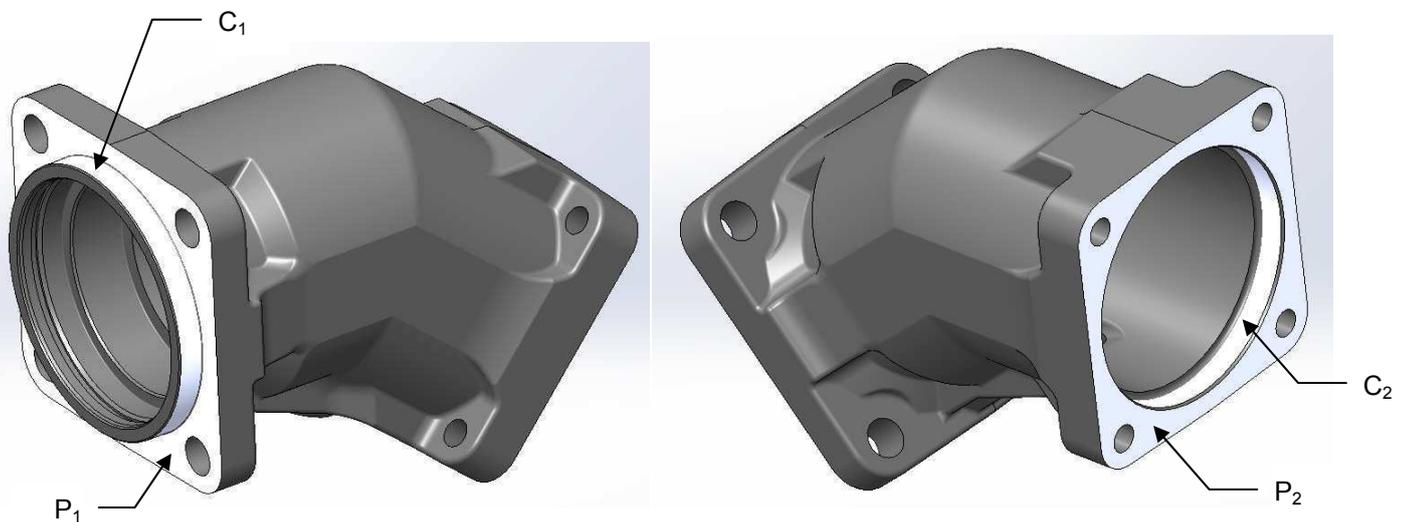


Figure 10 : Plans P_1 , P_2 et cylindres C_1 , C_2

Q54. Placer les directions X, Y et Z, afin d'effectuer ces quatre usinages sans démonter la pièce.

Q55. Préciser, pour chaque opération d'usinage, le nom de l'opération et le type d'outil utilisé.

Épreuve de Sciences Industrielles C

**DOCUMENTS
RESSOURCES**

(B)

Il est interdit aux candidats de signer leur composition ou d'y mettre un signe quelconque pouvant indiquer sa provenance.

Tournez la page S.V.P.

RESSOURCE 1 : PHASE DE TRANSPORT DU VSV

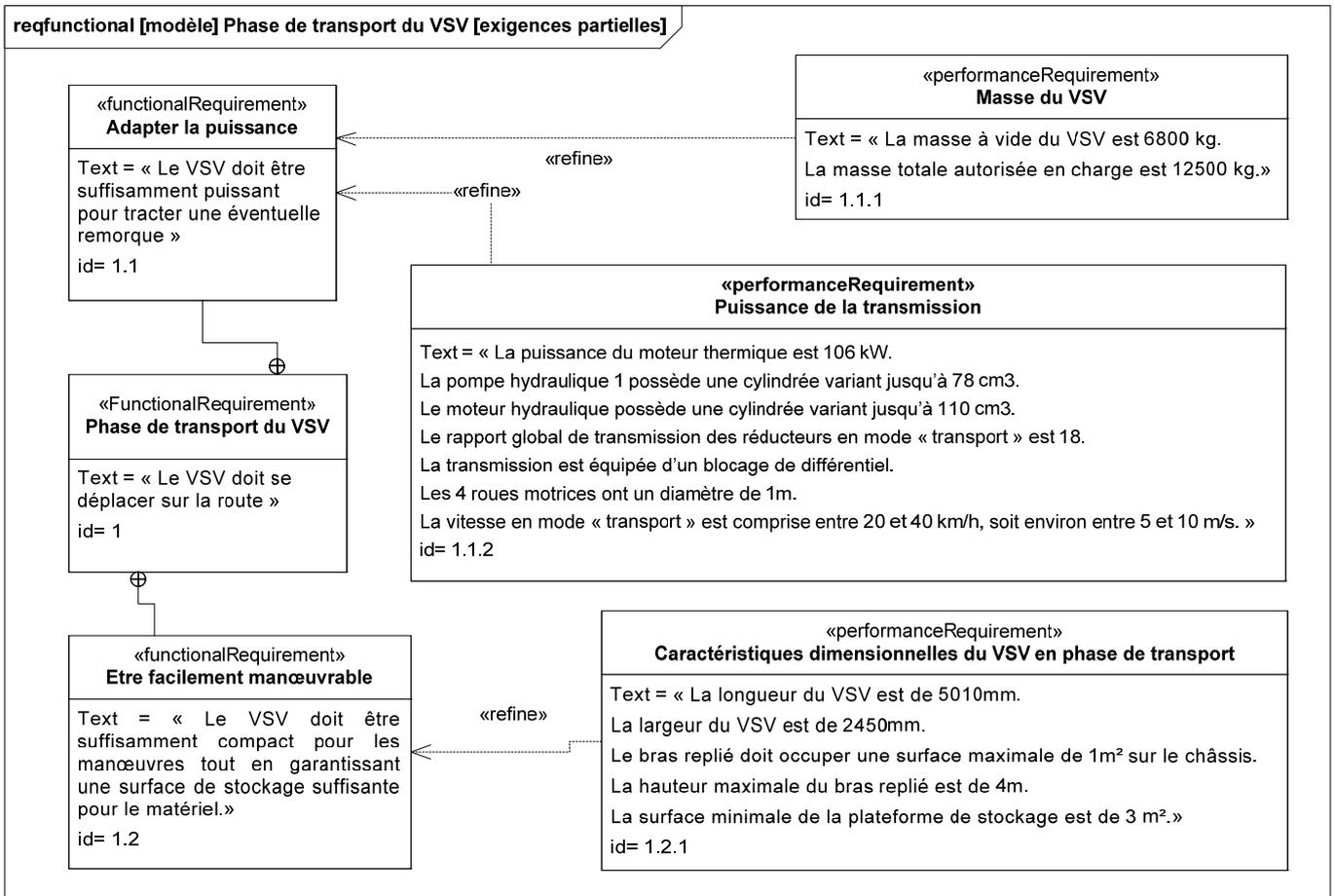


Figure 11 : Diagramme partiel d'exigences fonctionnelles du VSV en phase de transport

RESSOURCE 2 : PHASE DE TRAVAIL DU VSV

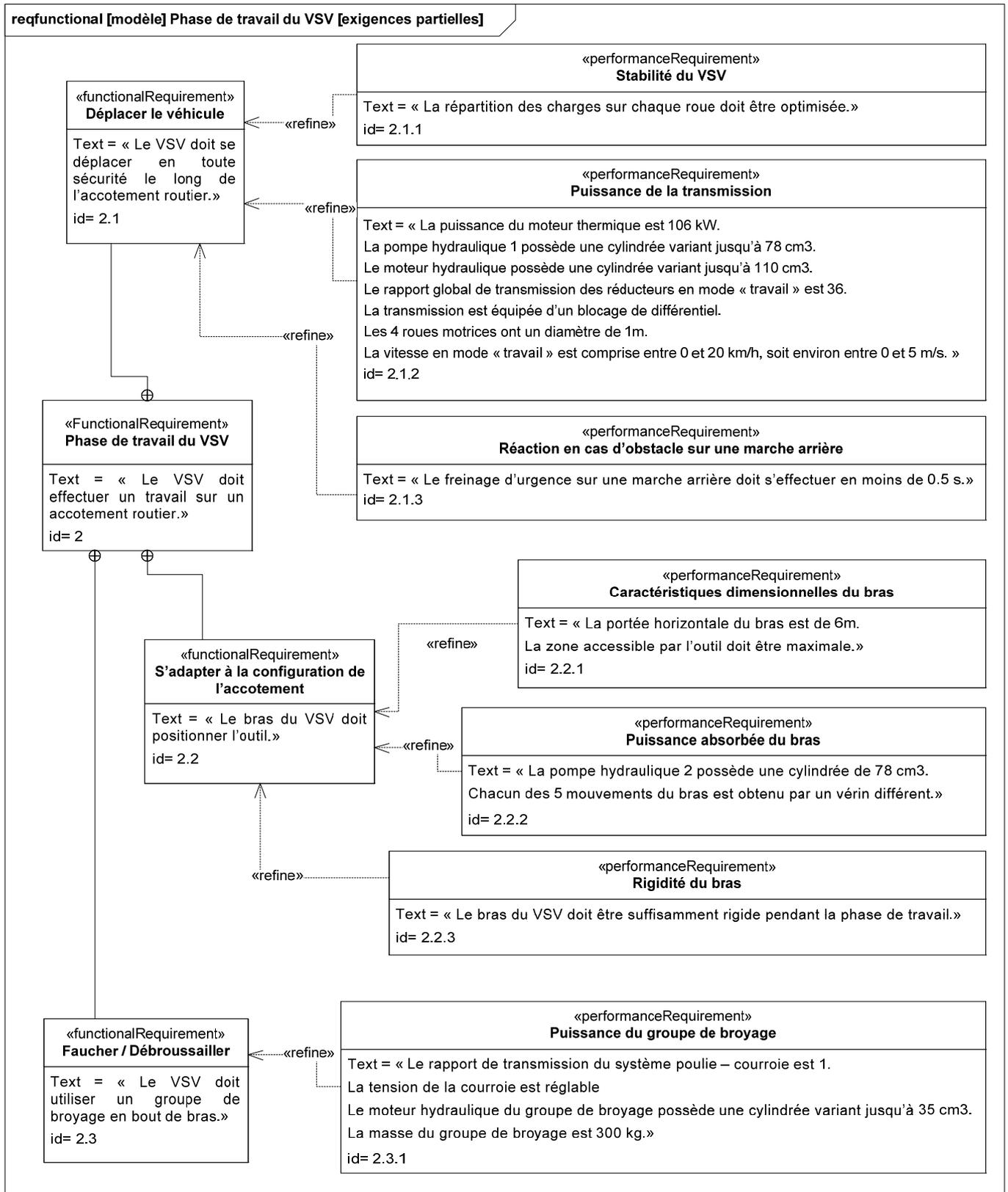


Figure 12 : Diagramme partiel d'exigences fonctionnelles du VSV en phase de travail

RESSOURCE 3 : CHAINES D'ENERGIE DU VSV

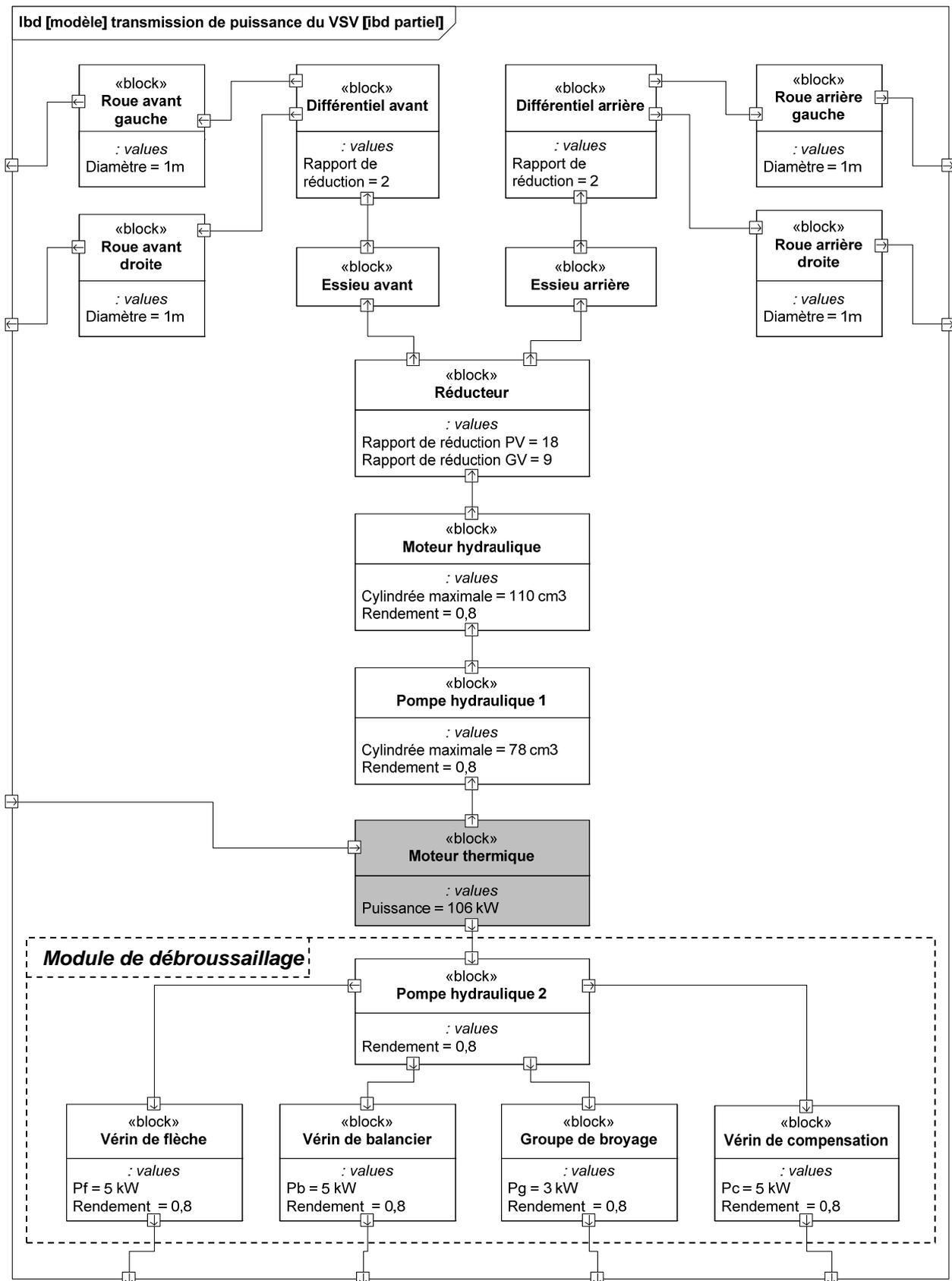


Figure 13 : Diagramme partiel de blocs internes des chaînes d'énergie du VSV

RESSOURCE 4 : POSITIONNEMENT DE COMPOSANTS

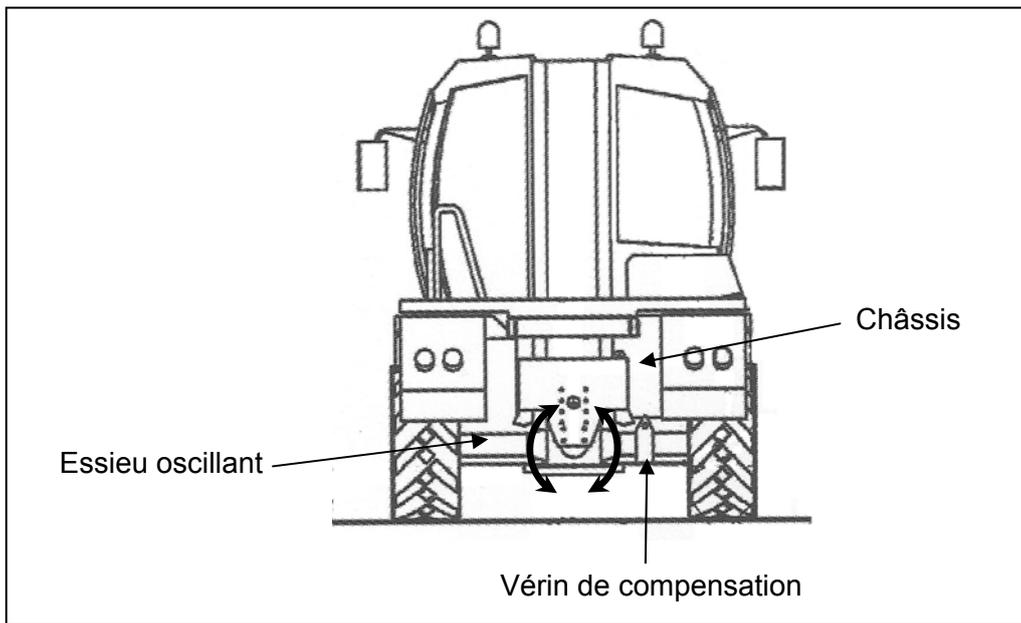


Figure 14 : Essieu oscillant et vérin de compensation

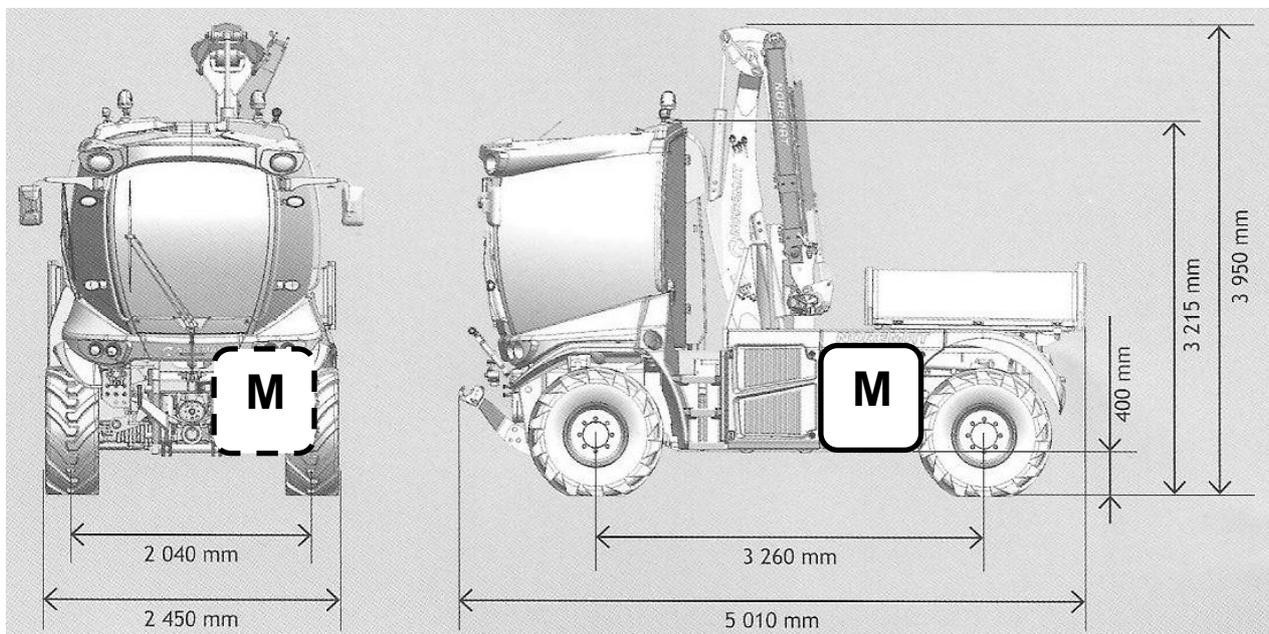
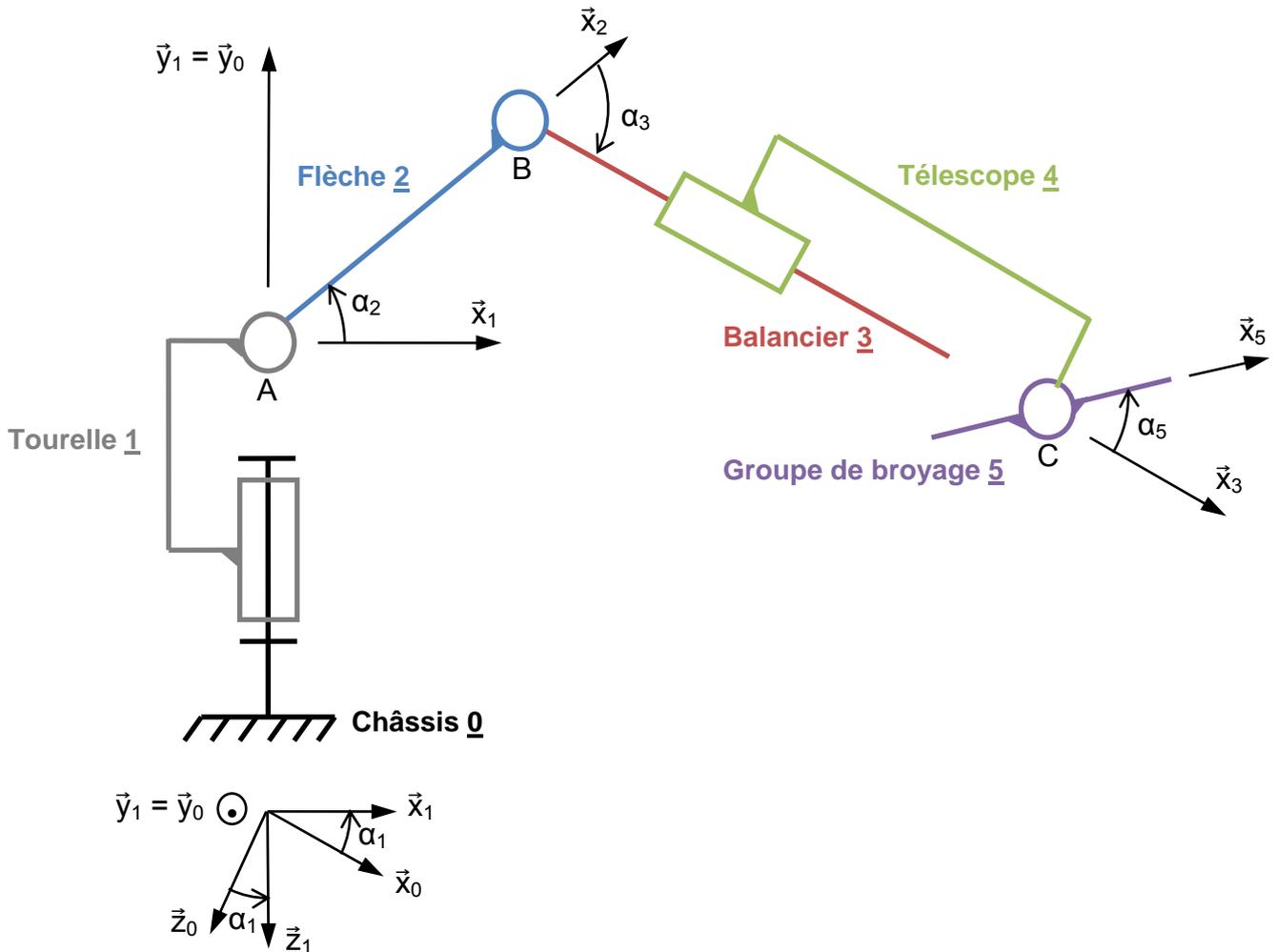


Figure 15 : Caractéristiques dimensionnelles du VSV et positionnement du moteur thermique M

RESSOURCE 5 : SCHÉMA CINÉMATIQUE SIMPLIFIÉ DU BRAS



La liaison pivot d'axe (A, \vec{y}_0) entre la tourelle 1 et le châssis 0 est paramétrée par α_1 tel que :

$$\alpha_1 = (\vec{x}_0, \vec{x}_1)$$

avec $\alpha_1 \in [0^\circ ; 90^\circ]$

La liaison pivot d'axe (A, \vec{z}_1) entre la flèche 2 et la tourelle 1 est paramétrée par α_2 tel que :

$$\alpha_2 = (\vec{x}_1, \vec{x}_2)$$

avec $\alpha_2 \in [0^\circ ; 90^\circ]$

$$\overline{AB} = L_2 \vec{x}_2$$

La liaison pivot d'axe (B, \vec{z}_1) entre le balancier 3 et la flèche 2 est paramétrée par α_3 tel que :

$$\alpha_3 = (\vec{x}_2, \vec{x}_3)$$

avec $\alpha_3 \in [-155^\circ ; -10^\circ]$

La liaison glissière de direction \vec{x}_3 entre le télescope 4 et le balancier 3 est paramétrée par x tel que :

$$\overline{BC} = x \vec{x}_3$$

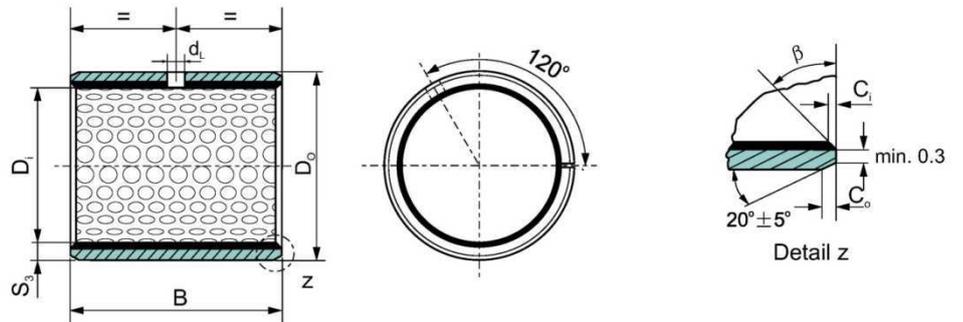
avec $x \in [2 \text{ m} ; 3 \text{ m}]$

La liaison pivot d'axe (C, \vec{z}_1) entre le groupe de broyage 5 et le télescope 4 est paramétrée par α_5 tel que :

$$\alpha_5 = (\vec{x}_3, \vec{x}_5)$$

avec $\alpha_5 \in [-20^\circ ; 180^\circ]$

RESSOURCE 6 : PALIERS LISSES CSB série 800



S_3	C_o	C_i	β	S_3	C_o	C_i	β
0.75	0.5 ± 0.3	0.25 ± 0.2	$35^\circ \pm 5^\circ$	2.00	1.2 ± 0.4	0.50 ± 0.3	$35^\circ \pm 5^\circ$
1.00	0.6 ± 0.3	0.30 ± 0.2	$35^\circ \pm 5^\circ$	2.50	1.8 ± 0.6	0.60 ± 0.3	$45^\circ \pm 5^\circ$
1.50	0.7 ± 0.3	0.50 ± 0.3	$35^\circ \pm 5^\circ$				

Unité des dimensions : mm

Pression admissible : 250 MPa

D_i (mm)	D_o (mm)	B (mm)						
		10	15	20	25	30	40	50
26	30		x	x	x	x		
28	32		x	x	x	x	x	
30	34		x	x	x	x	x	
32	36		x	x	x	x	x	
35	39			x	x	x	x	x
38	42			x	x	x	x	x
40	44			x	x	x	x	x
45	50	x	x	x	x			
50	55		x	x	x	x		
55	60		x	x	x	x		
60	65		x	x	x	x		
65	70		x	x	x	x		
70	75		x	x	x	x	x	
75	80		x	x	x	x	x	
80	85			x	x	x	x	
85	90		x		x	x	x	

RESSOURCE 7 : AMORTISSEUR DE RECUL

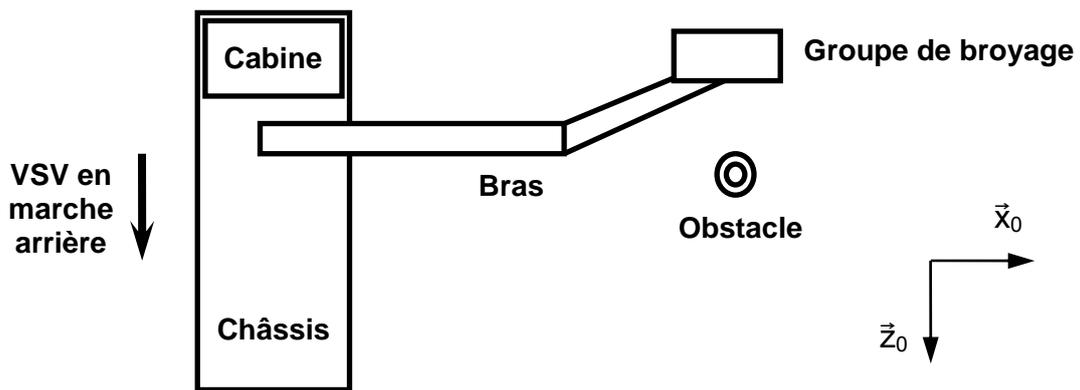


Figure 16 : Vue de dessus du bras télescopique avec déport vers l'avant

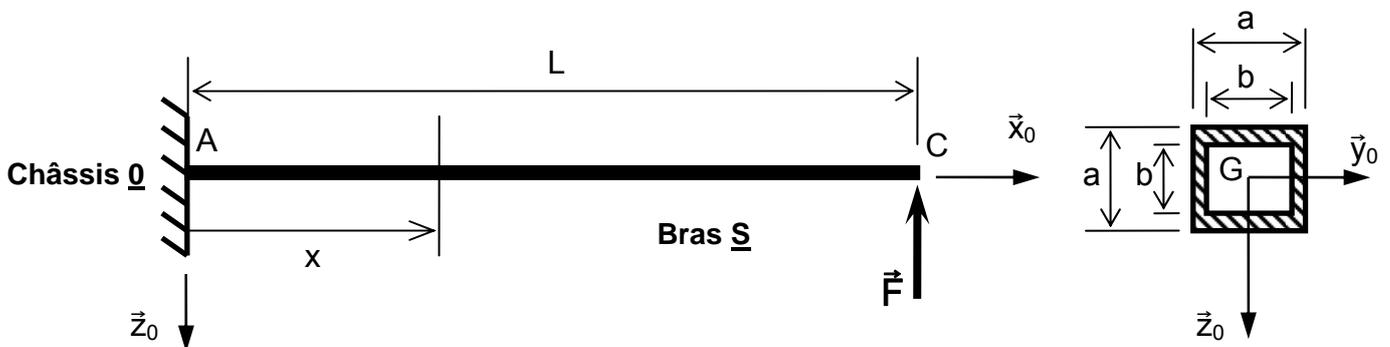


Figure 17 : Modèle du bras soumis à un obstacle sans amortisseur de recul

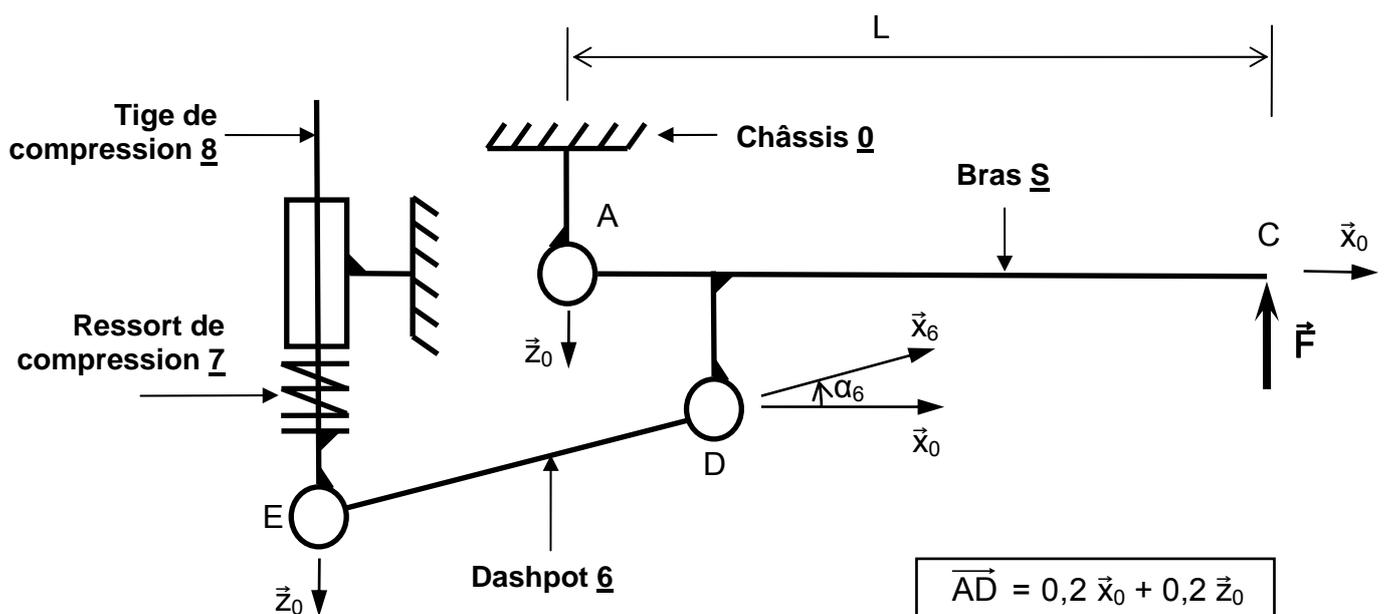
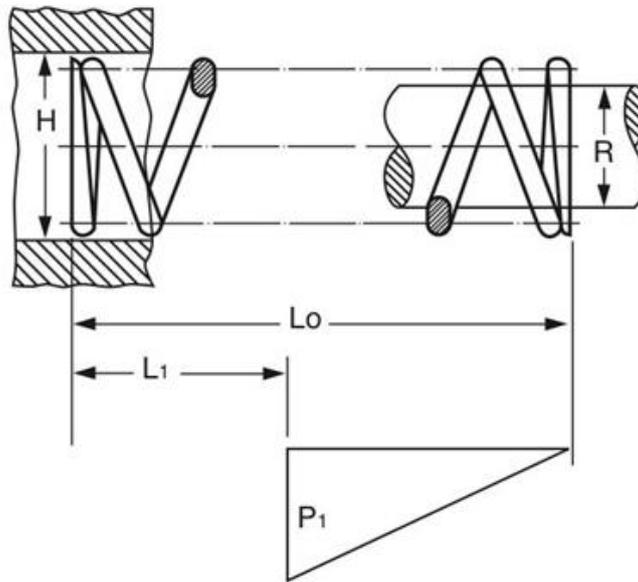


Figure 18 : Schéma cinématique de l'amortisseur de recul

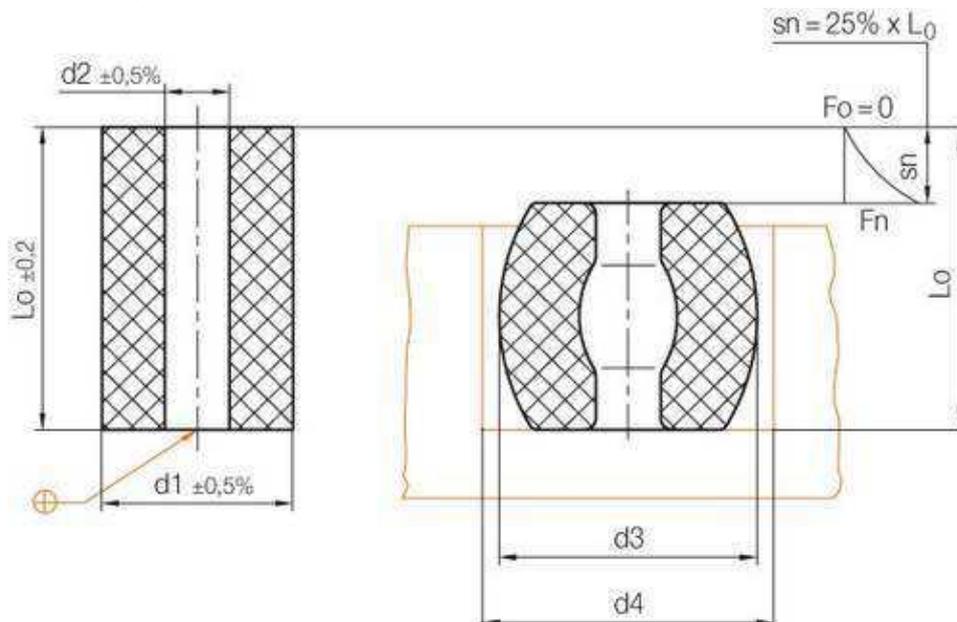
RESSOURCE 8 : RESSORTS DE COMPRESSION

- Ressorts d'outil de presse - Naams



Référence	H (mm)	R (mm)	L ₀ (mm)	L ₁ (mm)	charge max P ₁ (N)	raideur k (N/mm)
St 53680	50,8	25,4	88,9	75,6	3970	298
St 53150	38,1	19,1	63,5	54,0	4910	515
St 53610	50,8	25,4	63,5	54,0	6364	668

- Ressorts de compression en élastomère - Hasco



Référence	d1 (mm)	L0 (mm)	d2 (mm)	d3 (mm)	d4 (mm)	charge max Fn (N)	écrasement sn (mm)
T4202 / 40 x 40	40	40	13,5	50	57	14500	10
T4202 / 50 x 80	50	80	17	62	69	21700	20
T4202 / 80 x 100	80	100	21	99	109	60000	25

RESSOURCE 9 : GROUPE DE BROYAGE

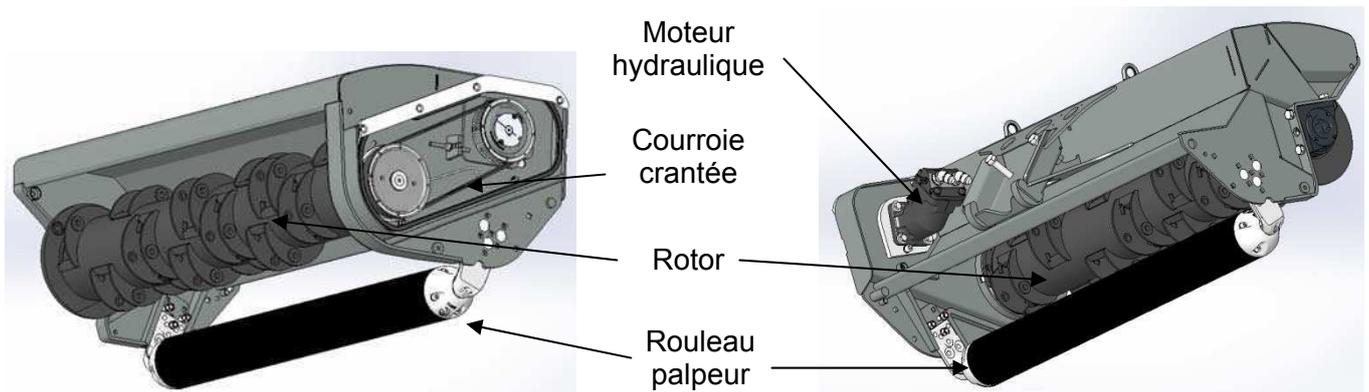


Figure 19 : Avant et arrière du groupe de broyage (sans couteaux et carters de protection)

Caractéristiques techniques

Largeur de coupe	1,25 m
Largeur hors tout	1,43 m
Vitesse de rotation du rotor	2950 tr/min (± 50 tr/min)
Double sens de rotation	oui (à commande électrique)
Moteur hydraulique	pistons axiaux
Cylindrée	35 cm ³
Entraînement	courroie crantée
Hauteur de coupe	réglable 3 positions : 5, 7 ou 9 cm
Poids	300 kg

RESSOURCE 10 : SYSTÈME DE RÉGLAGE DE TENSION DE LA COURROIE CRANTÉE DU GROUPE DE BROYAGE

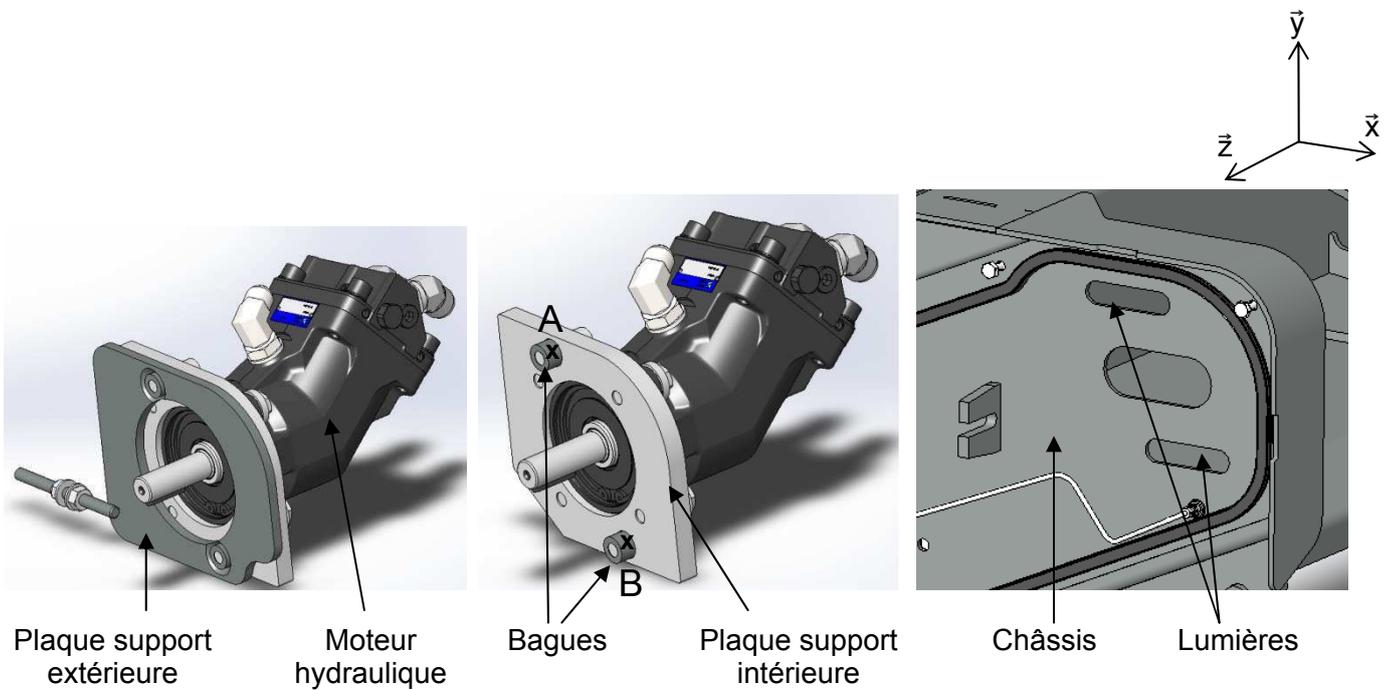
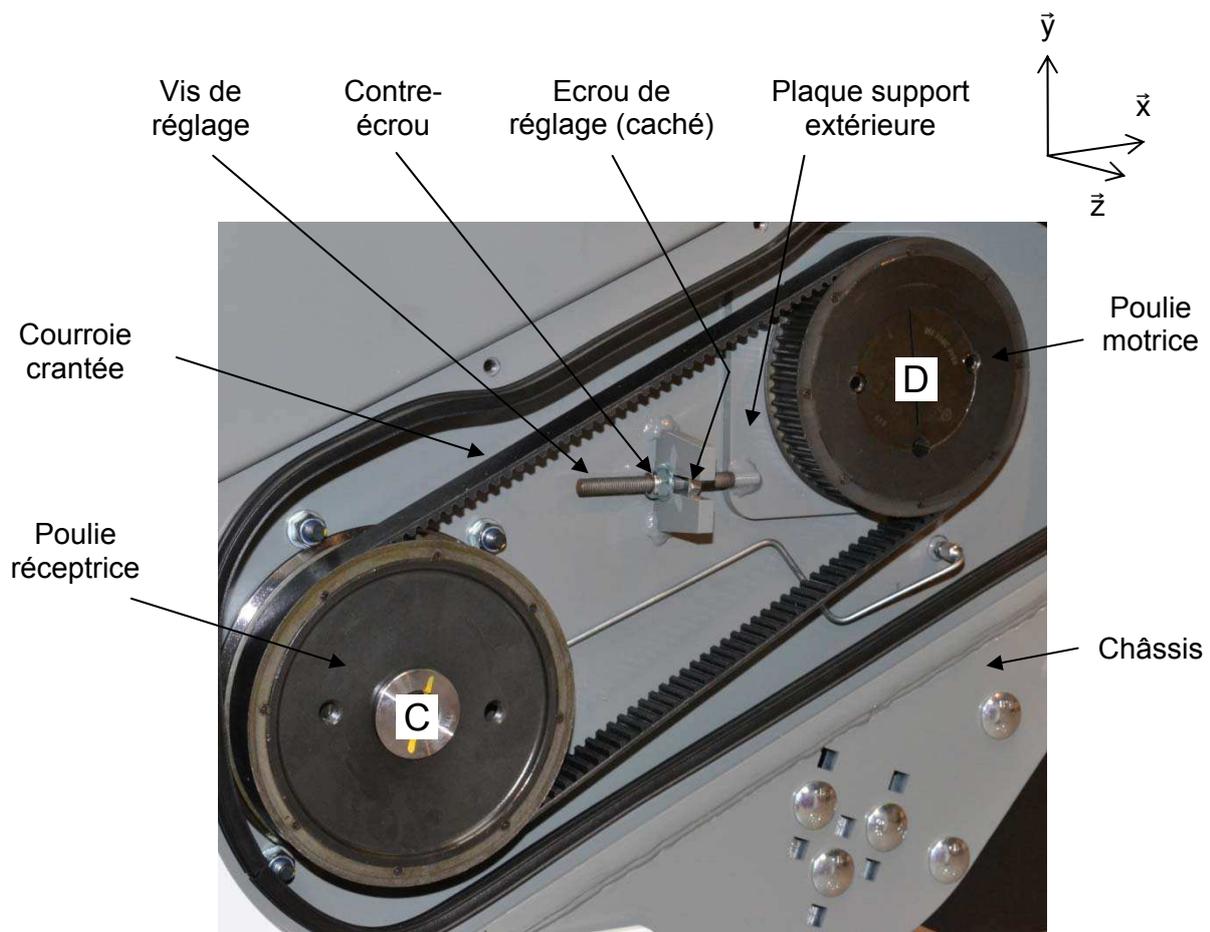
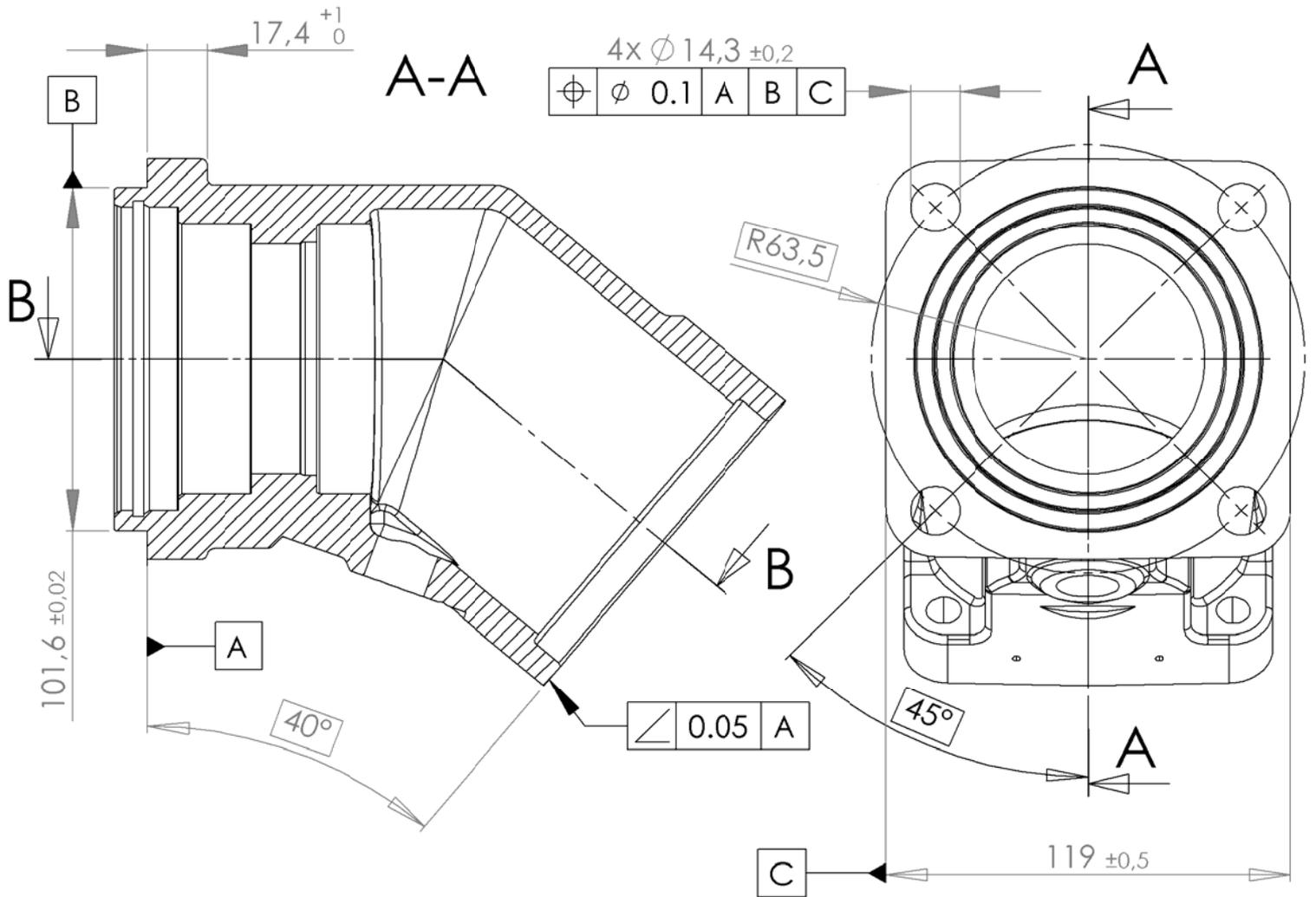
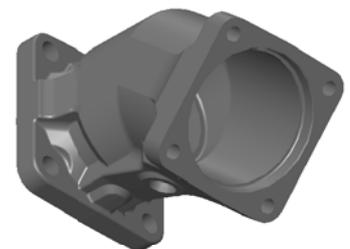
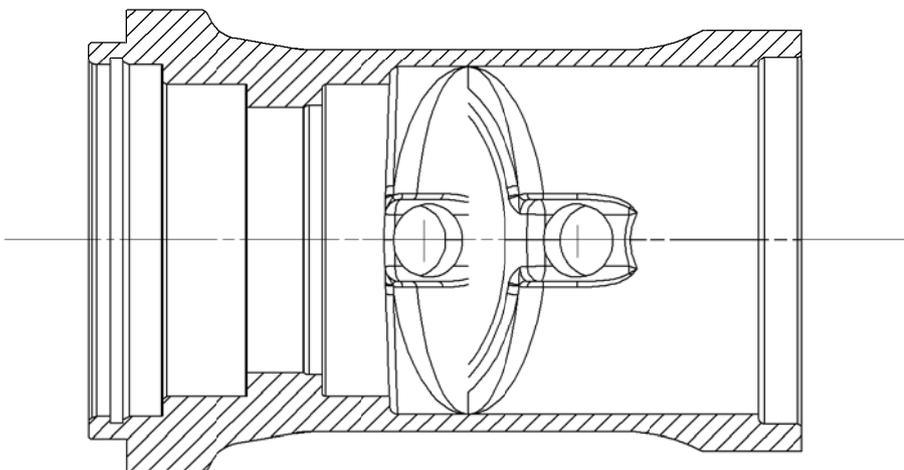


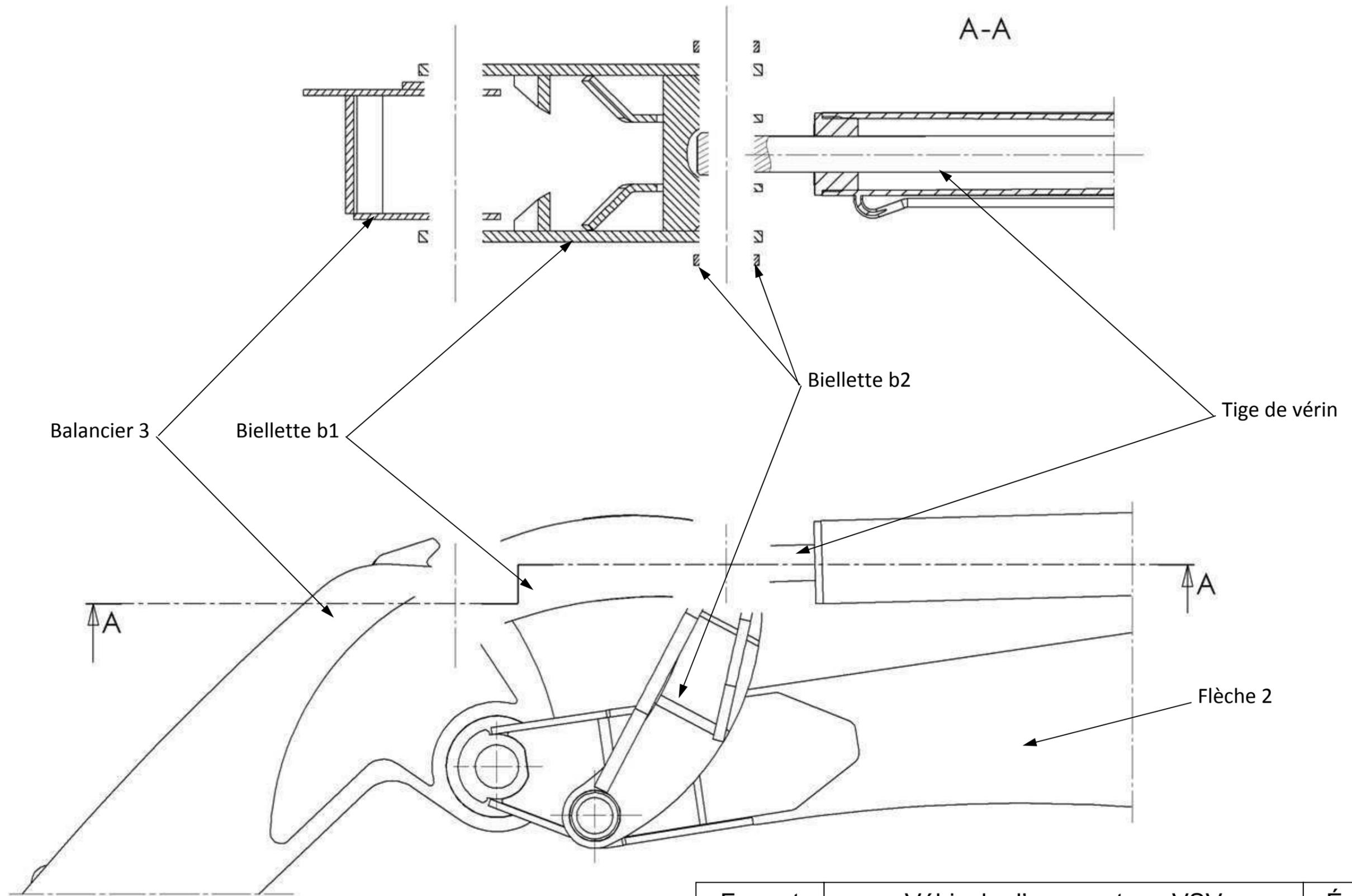
Figure 20 : Système de réglage de tension de la courroie crantée

RESSOURCE 11 : DESSIN DE DÉFINITION DU CORPS DU MOTEUR HYDRAULIQUE DU GROUPE DE BROYAGE



B-B





Format	Véhicule d'accoroutage VSV	Échelle
A3	Liaison flèche / balancier	1 : 5

Académie :	Session :	Modèle EN.
Examen ou Concours :	Série* :	
Spécialité/option :	Repère de l'épreuve :	
Épreuve/sous-épreuve :		
NOM : <i>(en majuscules, suivi, s'il y a lieu, du nom d'épouse)</i>		
Prénoms :	N° du candidat	<input type="text"/>
Né(e) le	<i>(le numéro est celui qui figure sur la convocation ou la liste d'appel)</i>	

Toutes les calculatrices sont interdites, quel qu'en soit le type, ainsi que les agendas électroniques et les téléphones portables.

Cahier réponses

Épreuve de Sciences Industrielles C

Banque PT - 2016

Tournez la page S.V.P.



I. Analyse du fonctionnement général du VSV

I.A. Bilan énergétique

Q1. Fonctions d'un différentiel et d'un bloqueur de différentiel.

Q2. Fonction d'un essieu oscillant.

Q3. Critères du placement du moteur thermique.

Q4. Puissance maximale à fournir aux deux essieux du VSV, sur une route de pente 10%.

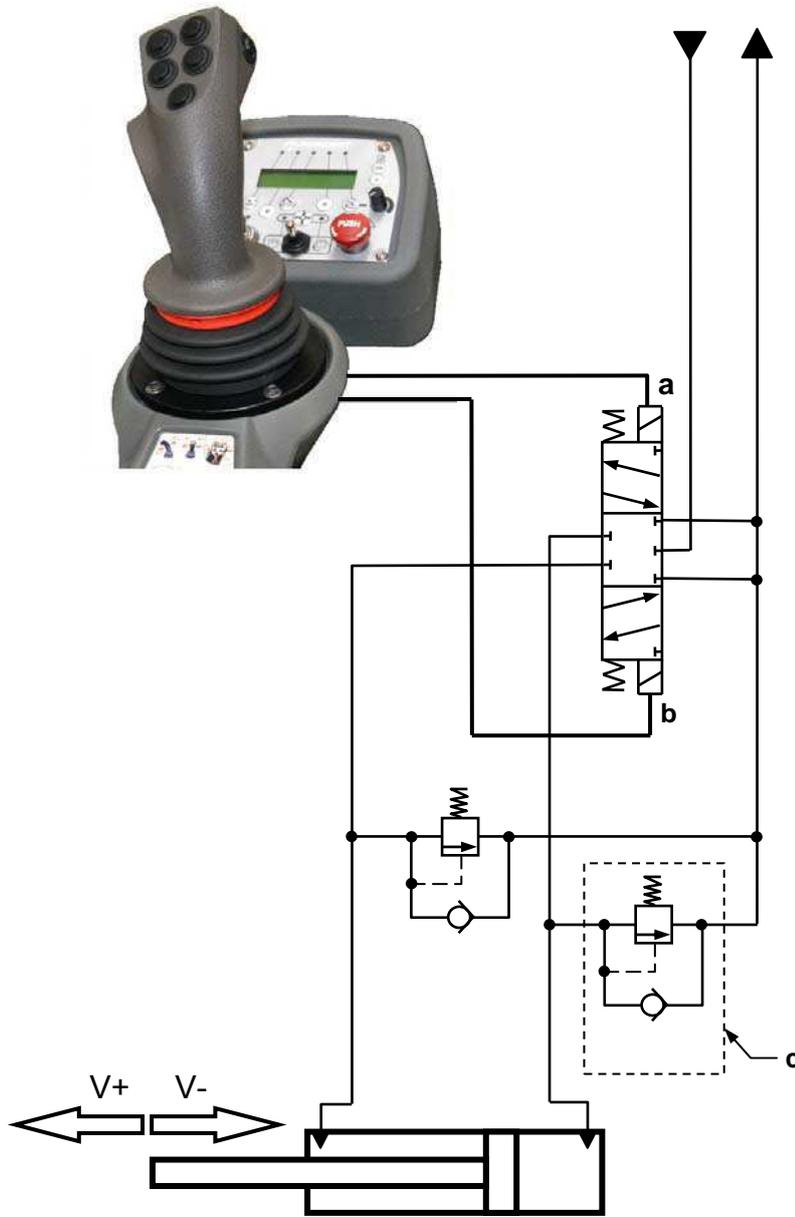
Q5. Puissance maximale à fournir au module de débroussaillage.

Q6. Puissance maximale à fournir par le moteur thermique en phase de travail.

Q7. Conclusion.

I.B. Étude du circuit hydraulique du vérin de flèche

Q8. Fonction du composant, repéré c.



Vérin de flèche

Q9. Circuit de l'huile haute pression et basse pression.

Q10. Commande correspondant au déplacement V+.

Q11. Désignation du distributeur utilisé. Utilisation d'un distributeur 4/2.

Q12. Fonction des ressorts schématisés sur le distributeur.

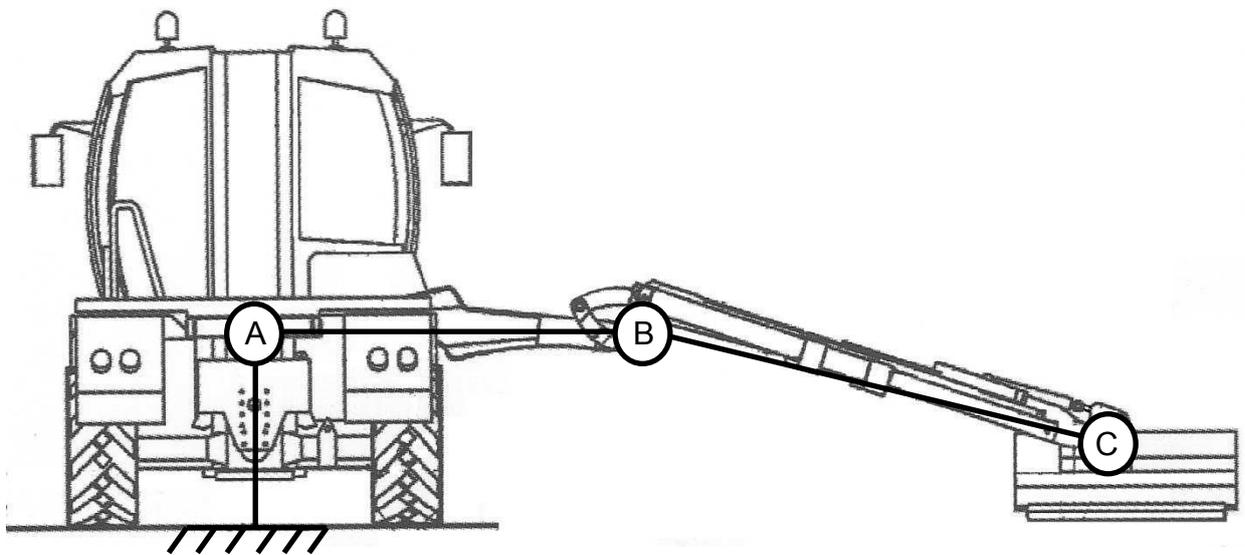
Q13. Vitesse de tige modulable.

Q14. Modification du circuit de commande.

II. Analyse du bras du VSV

II.A. Etude géométrique du bras

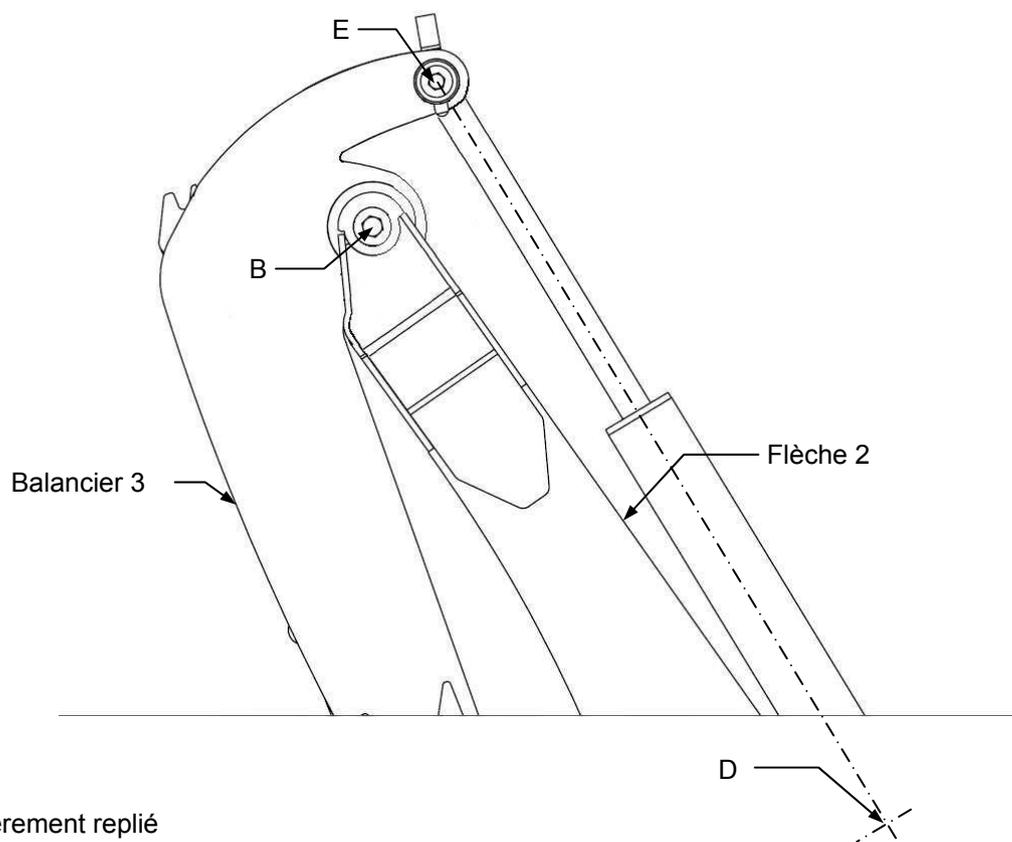
Q15. Zone accessible théoriquement par le point C.



Q16. Restriction de cette zone dans les conditions réelles.

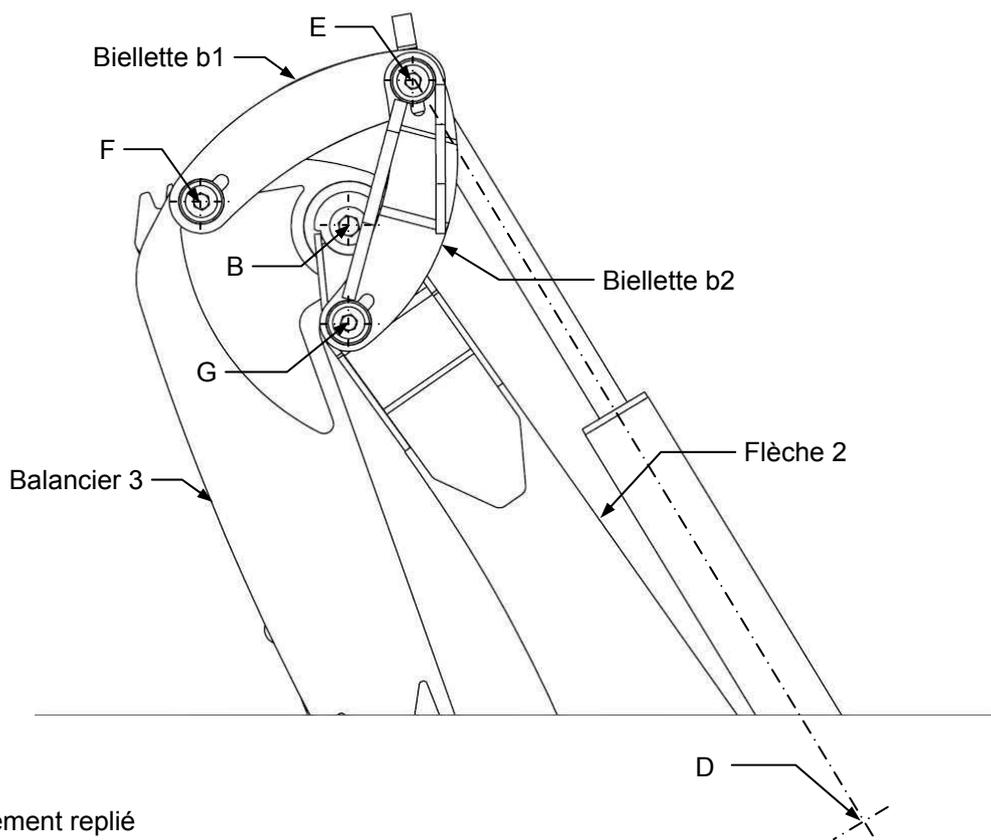
II.B. Étude géométrique de la liaison flèche / balancier

Q17. Liaison initiale : position de E, pour une ouverture relative du balancier de 90° .



Bras en position initiale entièrement replié
Échelle : 6/100

Q18. Liaison modifiée : positions de E et F, pour une ouverture relative du balancier de 90°



Bras en position initiale entièrement replié
Échelle : 6/100

Q19. Courses d_i et d_M . Conclusion.

II.C. Conception de la liaison flèche / balancier

Q20. Démarche de dimensionnement d'un palier lisse.

Q21. Choix des paliers lisses.

III. Analyse du bras rencontrant un obstacle en marche arrière

III.A. Etude de résistance des matériaux sur le bras

Q23. Moment quadratique $I_{G\check{y}_0}$ en fonction des dimensions a et b.

Q24. Avantage d'une poutre creuse par rapport à une poutre pleine de même masse.

Q25. Abscisse x du moment de flexion $M_f(x)$ maximum.

Q26. σ_{\max} en fonction de $M_{f\max}$.

Q27. σ_{\max} en fonction de l'effort F .

Q28. Application numérique de σ_{\max} . Conclusion.

III.B. Etude statique de l'amortisseur de recul

Q29. X_{S6} en fonction de Z_{S6} et α_6 .

Q30. Z_{6S} en fonction de F et α_6 .

Q31. Effort Z_{87} .

Q32. Raideur du ressort.

Q33. Sélection du ressort de compression.

Q34. Vitesse de translation en marche arrière.

Q35. Durée d'escamotage théorique. Commentaire.

IV. Analyse du groupe de broyage

IV.A. Loi d'entrée-sortie du système de réglage de tension de courroie

Q36. Fonctionnement d'un moteur hydraulique à pistons axiaux.

Q37. Intérêt d'une courroie crantée.

Q38. Masse du rotor.

Q39. Justification du choix du constructeur.

Q40. Liaison équivalente au point A entre le bloc moteur et le châssis.

Q41. Schéma cinématique du système de réglage de tension de la courroie crantée.

Q42. Sens de rotation de l'écrou de réglage.

Q43. Δc en fonction de $\Delta\theta$.

Q44. ΔL en fonction de c , de d et de Δc .

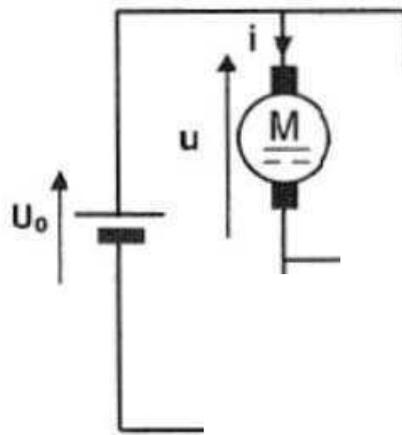
Q45. ΔT en fonction de $\Delta\theta$.

Q46. Nombre de tours de l'écrou de réglage.

IV.B. Etude de la commande d'un moteur électrique

Q47. Choix de la motorisation.

Q48. Schéma électrique.



Q49. Modulation de vitesse de la machine à courant continu M. Valeur caractéristique.

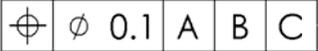
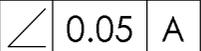
IV.C. Etude de la réalisation du corps du moteur hydraulique

Q50. Principe du moulage au sable.

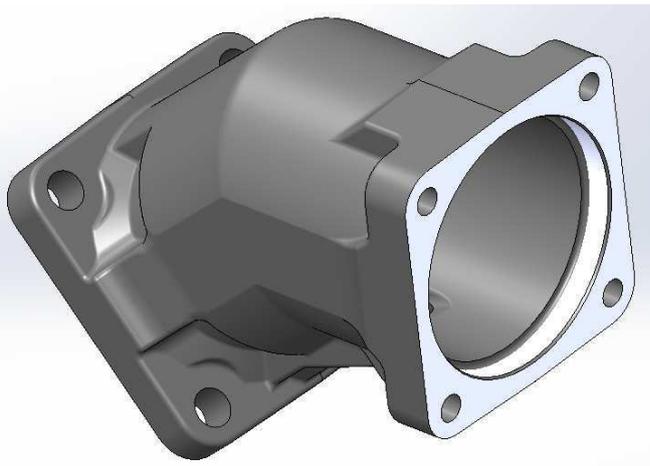
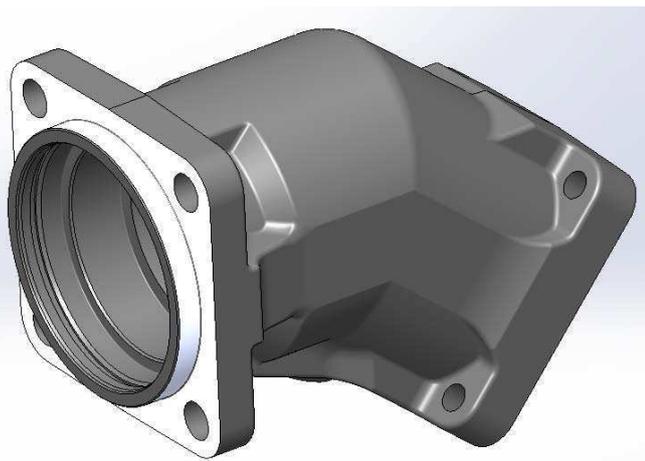
Q51. Intérêt de l'impression 3D.

Q52. Pertinence du procédé de moulage.

Q53. Spécifications.

Tolérance : <ul style="list-style-type: none"> • Symbole, • Nom, • Type (forme, orientation, position, battement) 	Eléments non idéaux		Eléments idéaux		
	Elément(s) tolérancé(s)	Elément(s) de référence	Référence(s) spécifiée(s)	Zone de tolérance	
				Forme	Position
 <p>Nom :</p> <p>Type :</p>					
 <p>Nom :</p> <p>Type :</p>					

Q54. Directions X, Y et Z.



Q55. Opérations d'usinage.