

Aucun document n'est autorisé.

Moyens de calculs autorisés : calculatrice de poche, y compris calculatrice programmable, alphanumérique ou à écran graphique, à fonctionnement autonome, non imprimante, autorisée conformément à la circulaire n 99-186 du 16 novembre 1999. La calculatrice ne devra pas posséder de données scientifiques et techniques propres au génie mécanique. Dès la distribution du sujet, le candidat s'assurera que l'exemplaire du dossier remis est complet. Les documents réponses seront insérés à plat dans les copies, l'entête détachable placé en haut.

Détection d'une erreur éventuelle par le candidat :

Dans le cas où un candidat repère ce qui lui semble être une erreur d'énoncé, il le signale très lisiblement sur sa copie, propose sa correction, et poursuit l'épreuve en conséquence.

Nota Bene :

Hormis l'en-tête détachable, la copie que vous rendrez ne devra comporter aucun signe distinctif tel que nom, signature, origine, conformément au principe d'anonymat. Si le travail qui vous est demandé implique notamment la rédaction d'un projet ou d'une note, vous devez impérativement vous abstenir de la signer ou de l'identifier.

Tournez la page S.V.P.

Le sujet comporte :

- une présentation de l'étude et des recommandations à l'attention du candidat (pages 1 et 2)
- le texte de l'étude (pages numérotées de 3 à 16)
- le dossier technique constitué des documents repérés Annexe 1 à 4 et Document 1 à 11.
- le dossier réponse contenant 5 documents.

Tournez la page S.V.P.

Présentation - Colonne de direction de Land Rover

Le véhicule automobile est aujourd'hui un élément permanent de notre vie quotidienne. Le choix est vaste et dans un milieu très compétitif, les constructeurs ne cessent d'augmenter les performances de leurs modèles. Performances de la motorisation, confort et tenue de route, agrément de conduite, sécurité passive, adaptation aux contraintes environnementales (pollution et recyclage) sont autant de domaines où les concepteurs de véhicules automobiles font preuve d'imagination. L'étude proposée a pour support un véhicule automobile de type 4x4 (Figure 1).



FIG. 1 – Land Rover Discovery 3

Parmi les éléments de sécurité de ce véhicule, nous allons nous intéresser au mécanisme de direction. Son but est d'obtenir une rotation des roues avant (autour d'un axe approximativement vertical) de manière à diriger le véhicule, à partir d'une rotation du volant. L'ensemble de direction (Figures 2 et 3) se compose du volant, de la colonne de direction, de la crémaillère, d'une tringlerie puis des roues. La direction peut être assistée. Généralement cette assistance hydraulique est implantée sur la crémaillère.

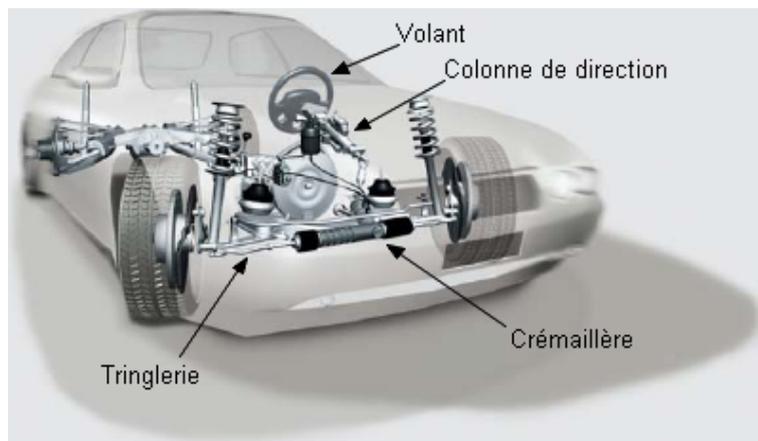


FIG. 2 – Ensemble de direction

Une analyse fonctionnelle partielle du système de direction a conduit à l'élaboration du F.A.S.T. ci-dessous :

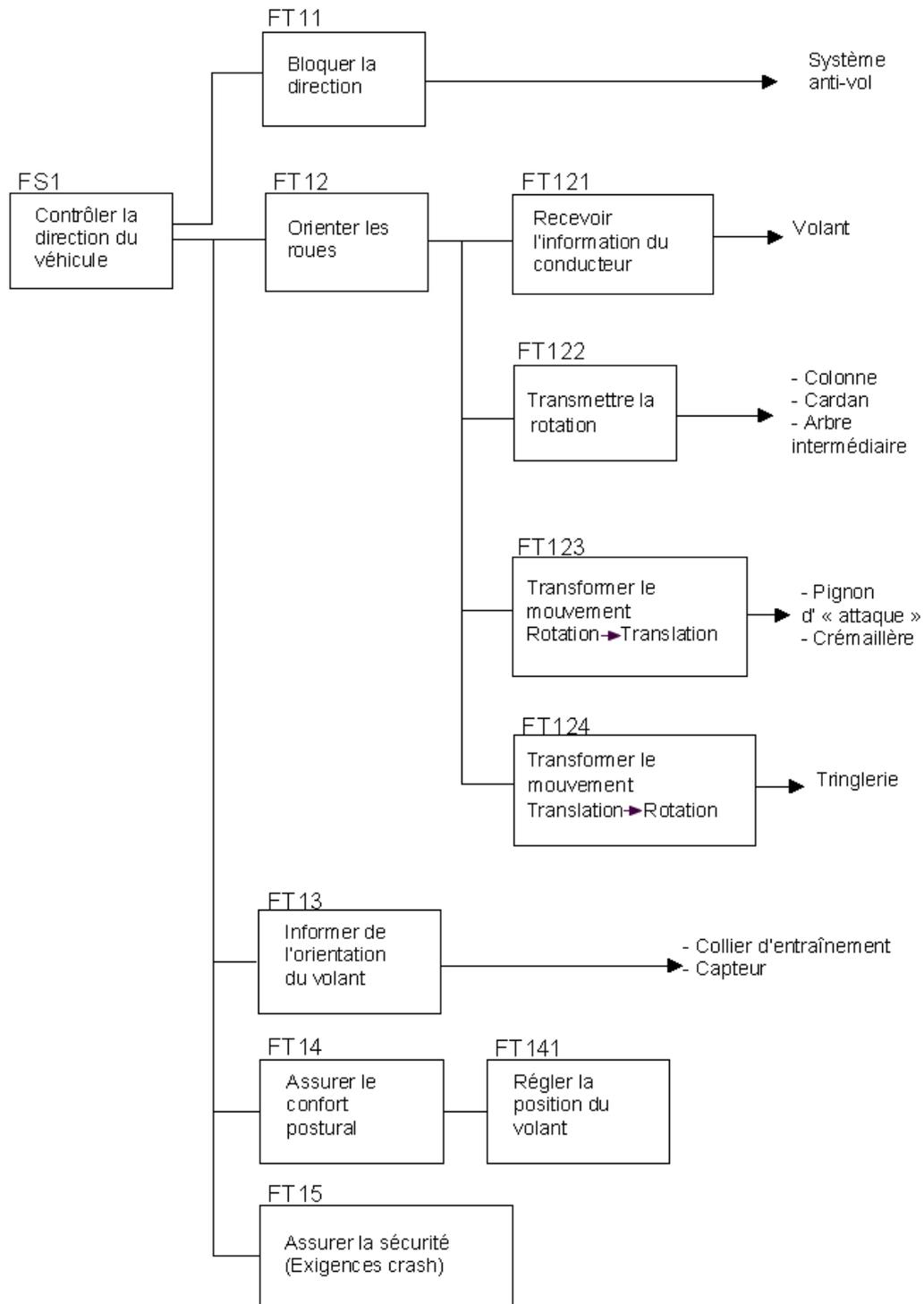


FIG. 3 – FAST de l'ensemble de direction

Le véhicule Land Rover Discovery 3 (Figure 1) est équipé d'une direction à crémaillère à assistance hydraulique (Figure 4).

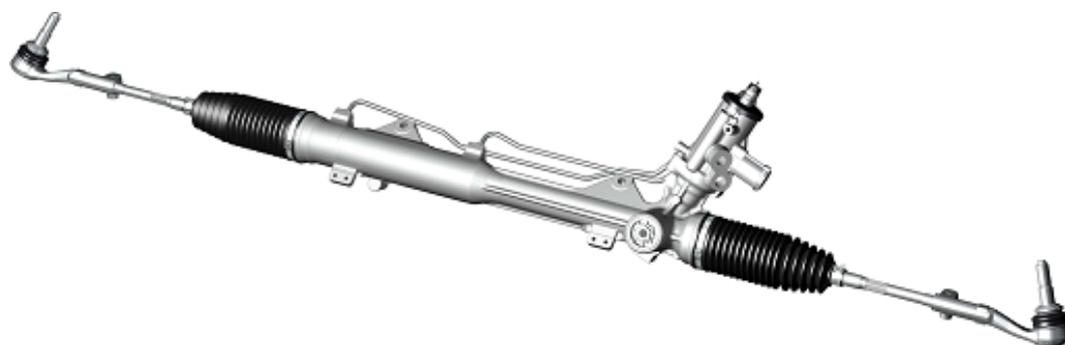


FIG. 4 – Crémaillère à assistance hydraulique

La rotation du volant est transmise à la crémaillère par l'intermédiaire de la colonne de direction. Une ancienne version de cette colonne de direction est représentée partiellement sur le document 1. L'évolution de la sécurité passive et de l'agrément de conduite des véhicules a amené les constructeurs à de profondes modifications de cet élément. Un aperçu de la nouvelle version, réalisée par la société "ZF Lenksysteme", est donnée Figure 5.

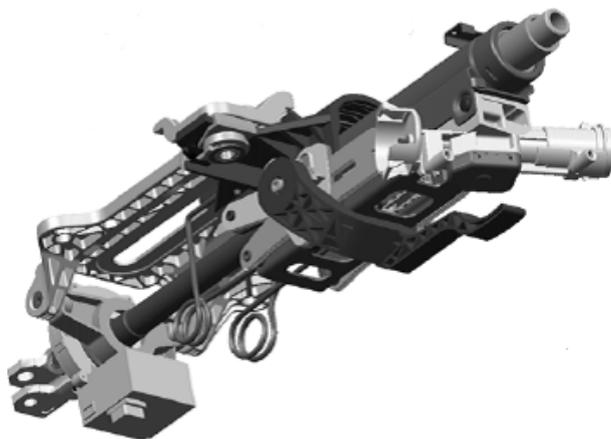


FIG. 5 – Colonne de direction T5

De plus, pour des raisons ergonomiques, la version actuelle de la colonne de direction permet le réglage du volant en hauteur et en profondeur. Cependant, il est très important qu'en cas d'accident ce système de réglage résiste (ne se dérègle pas) sous l'action des efforts appliqués par le volant et le sac gonflable sur la colonne de direction. En cas de fort choc avant, la colonne doit pouvoir se rétracter légèrement.

Les activités proposées dans cette épreuve se décomposent en trois parties qui peuvent être traitées indépendamment.

Partie 1 : Etude préliminaire des systèmes classiques de direction

Objectifs :

- Analyser la cinématique des roues d'un véhicule en virage ;
- Analyser la chaîne de direction du volant à la crémaillère.

Partie 2 : Colonne de direction - Ancienne version

- Etude de la fonction technique FT12 "Orienter les roues" sur une ancienne version de la colonne.

Objectifs :

- Étudier l'implantation sur le véhicule ;
- Modéliser la liaison arbre principal/carter ;
- Proposer une cotation partielle de l'arbre principal ;
- Justifier le montage des roulements par rapport au cahier des charges fonctionnel ;
- Proposer une conception assurant la précision de la précontrainte dans le montage des roulements.

- Etude de la fonction technique FT13 "Informer de l'orientation du volant".

Objectifs :

- Vérifier la faisabilité et la fiabilité de la prise d'information "position du volant".

- Etude de la fonction technique FT11 "Bloquer la direction".

Objectifs :

- Proposer un schéma de cotation du corps du système anti-vol.

Partie 3 : Colonne de direction - Nouvelle version T5

- Etude de la fonction technique FT14 "Assurer le confort postural"

Objectifs :

- Déterminer la déformation linéaire du véhicule lors d'un crash-test ;
- Proposer une solution pour le système de serrage ;

- Etude de la fonction technique FT15 "Assurer la sécurité"

Objectifs :

- Proposer une solution technique de la liaison colonne/châssis respectant le cahier des charges ;
- Analyser les choix constructeur pour la dissipation d'énergie lors d'un crash.

Partie 1 - Etudes préliminaires des systèmes classiques de direction

Objectif : définir les conditions de roulement sans glissement des roues sur le sol d'un véhicule automobile.

Soit un véhicule en vue de dessus (Figure 6). On considère que les roues avant pivotent autour d'un axe vertical (perpendiculaire à la route) par rapport au châssis du véhicule. On note e l'empattement du véhicule et a la largeur de voie (entre les roues droites et gauches).

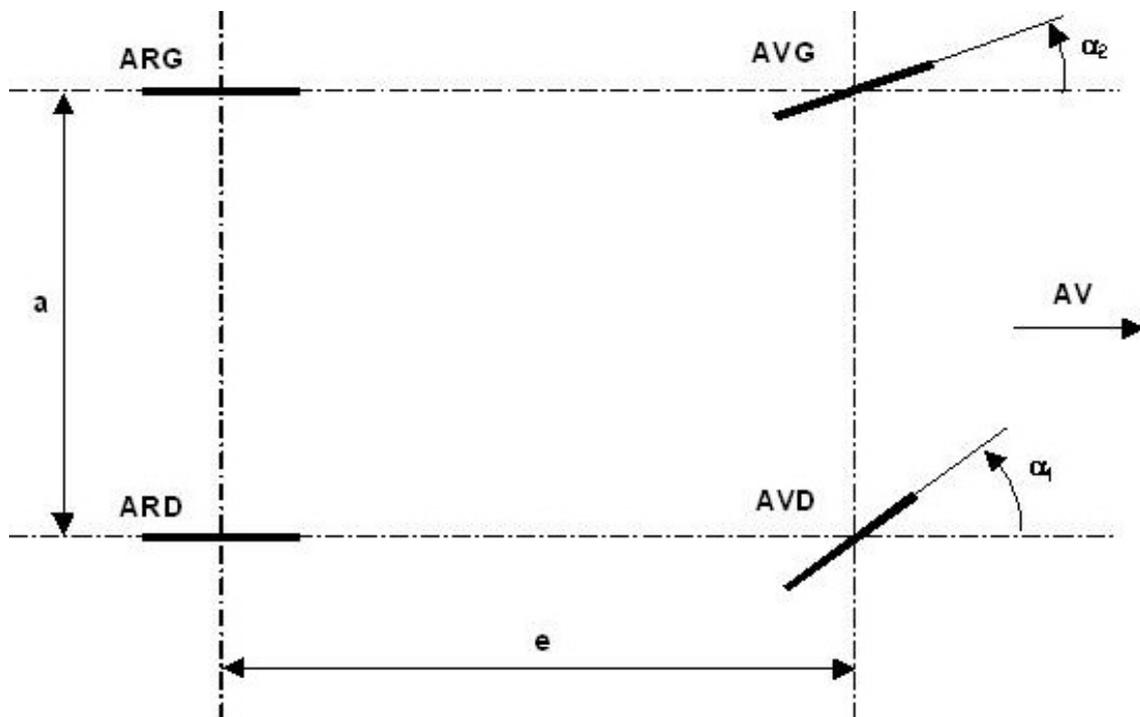


FIG. 6 – Epure de Janteau

Question 1.1 Montrer graphiquement, sur une épure en vue de dessus similaire à la Figure 6, que la condition de roulement sans glissement des roues sur le sol en virage induit une condition sur α_1 et α_2 . Justifier votre tracé.

Question 1.2 Ecrire la relation entre α_1 et α_2 en fonction de l'empattement e et de la largeur de voie a .

Objectif : proposer des solutions pour réaliser la fonction de pivotement des roues.

Sur les véhicules automobiles, la relation précédente (Question 1.2) est approximativement vérifiée grâce à la crémaillère et un système de tringlerie.

D'autres systèmes existent tels que les boîtiers de direction utilisés sur les véhicules industriels (poids lourds).

Sur un système à crémaillère, la rotation du volant est transformée en une translation de la crémaillère. Pour un boîtier de direction, la rotation du volant est transformée en une rotation de plus faible amplitude d'une biellette autour d'un axe approximativement perpendiculaire à celui du volant.

Sur un camion, la rotation du volant est de l'ordre de 6 tours : 3 tours vers la droite, 3 tours vers la gauche. La rotation de la biellette de direction est de 70 degrés environ. Il est préférable que la direction soit irréversible (un choc au niveau des roues doit se ressentir le moins possible au niveau du volant). Comme pour une direction à crémaillère, il faut minimiser les frottements dans la direction pour garder les sensations de conduite.

Question 1.3 Proposer deux solutions techniques de boîtiers de direction sous forme de schéma cinématique (on utilisera les symboles de la norme NF EN ISO 3952-1) permettant de réaliser l'extrait de cahier des charges précédent. Mettre en évidence succinctement les différents points du cahier des charges réalisés par les solutions proposées.

Question 1.4 On fixe la géométrie (axes, diamètres des arbres d'entrée et de sortie) sur le document réponse 1 à l'échelle 1 : 1. Proposer, à main levée, un avant-projet de conception d'un boîtier de direction (on utilisera une des deux solutions précédentes). On attachera une importance particulière à la conception des liaisons. Les composants standard seront représentés proportionnés et de dimensions réalistes. La conception de la liaison pivot entre la biellette de direction et le carter, ainsi que la conception du carter de boîtier de direction ne sont pas demandées. Vous préciserez les jeux fonctionnels et les ajustements nécessaires.

Objectif : présenter les différences entre une direction assistée et une direction asservie.

La direction du véhicule 4x4 étudié est assistée. L'assistance à l'effort s'effectue sur la crémaillère en utilisant l'énergie hydraulique.

Question 1.5 Proposer, sous forme de croquis à main levée, une solution technique pour réaliser une assistance à l'effort sur la crémaillère.

On trouve sur certains véhicules automobiles des directions asservies.

Question 1.6 Expliquer la différence entre une direction assistée et une direction asservie. On pourra avantageusement tracer un schéma-blocs fonctionnel pour chaque type de direction afin d'illustrer son explication.

Partie 2 - Colonne de direction - Ancienne version

Une ancienne version de la colonne de direction du véhicule 4x4 est donnée sur le document 1 en coupe principale partielle. Le carter 1 est fixé sur le châssis du véhicule incliné d'un angle d'environ 22 degrés par rapport à l'horizontale (position du document 1 inclinée de 22 degrés par rapport à l'horizontale).

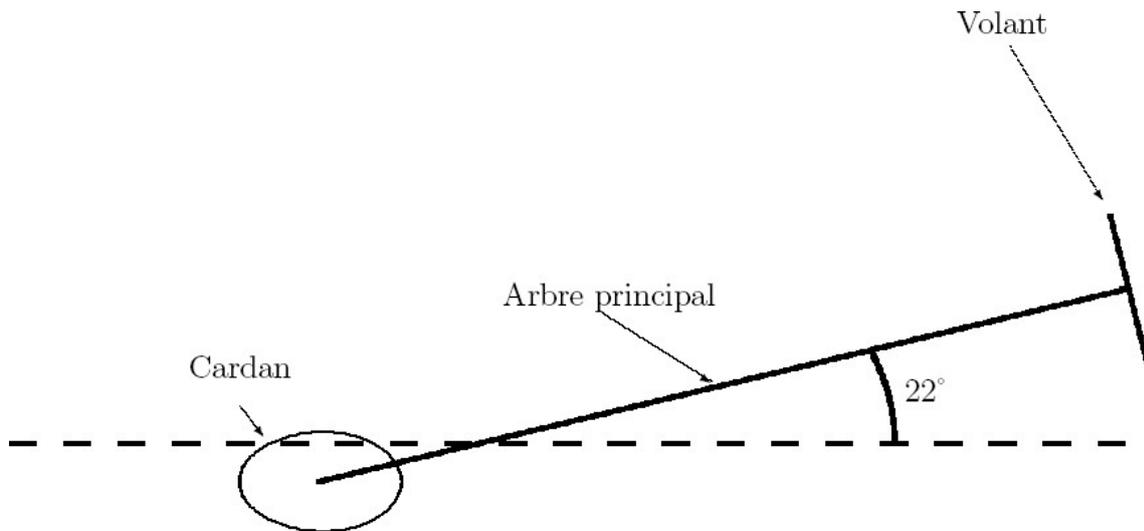


FIG. 7 – Architecture générale

Le volant est fixé à l'extrémité de l'arbre principal 2, coté roulement supérieur. A l'autre extrémité (inférieure) se trouve un joint de cardan (pièces 3, 4, 5 et 6). Ce joint entraîne un arbre intermédiaire (non représenté) monté sur le manchon rebatable 3. L'arbre intermédiaire, à l'aide d'un autre joint de cardan, entraîne le pignon "d'attaque" de la crémaillère de direction.

2-A - Etude de la Fonction Technique FT12 "Orienter les roues".

Etude de l'implantation sur le véhicule.

Question 2.1 Tracer le schéma cinématique (on utilisera les symboles de la norme NF EN ISO 3952-1) de l'ensemble colonne, deux cardans, arbre intermédiaire et crémaillère de direction. On effectuera avantagement un schéma en perspective.

Question 2.2 L'axe du volant et l'axe du pignon de la crémaillère sont situés dans le même plan mais ne sont ni parallèles ni confondus. Enoncer les conditions à respecter pour que le montage des joints de cardan soit homocinétique. Faire obligatoirement un figure explicative.

Question 2.3 On applique un couple au volant C_v sur l'axe de l'arbre principal 2. L'arbre intermédiaire fait un angle β avec l'axe de l'arbre principal. Donner de manière qualitative, les actions

mécaniques engendrées par le cardan sur l'arbre principal 2 au point centre du croisillon 4. Commenter brièvement l'influence de β sur ces actions mécaniques.

Etude de la liaison arbre principal/carter.

Objectif : étudier l'hyperstaticité de la liaison entre l'arbre principal et le carter.

Question 2.4 Détailler la liaison entre l'arbre principal 2 et le carter 1 à l'aide d'un graphe des liaisons puis d'un schéma d'architecture. Donner le degré d'hyperstaticité de la liaison. Discuter le résultat.

Question 2.5 Proposer une cotation partielle de l'arbre principal, à l'aide d'un dessin à main levée, pour s'assurer du montage et du fonctionnement correct de la liaison arbre/carter. Justifier brièvement le choix du constructeur.

Objectif : justifier le montage des roulements par rapport au cahier des charges fonctionnel.

Le roulement intermédiaire et le roulement supérieur sont montés précontraints à l'aide d'un ressort et d'une rondelle d'arrêt. Le cahier des charges fonctionnel impose une rigidité axiale importante de la colonne de direction en conduite normale. Il fixe un déplacement axial maximum de l'arbre principal par rapport au carter de 0,01 mm, sous un effort axial maximum de 200 N dirigé vers la colonne.

On propose de vérifier le cahier des charges fonctionnel. On négligera la déformation axiale de l'arbre principal ainsi que celle du carter. On ne prendra en compte que la déformation des roulements intermédiaire et supérieur 9 et 14. On néglige l'influence du roulement inférieur 8. On considère un chargement purement axial. On assimilera les deux roulements 9 et 14 à des roulements à billes à contact oblique.

Les caractéristiques de déformation des roulements à billes à contact oblique et les caractéristiques des roulements 9 et 14 sont données sur le document 2.

Question 2.6 Démontrer la relation $Q = \frac{F_a}{Z \cdot \sin \alpha}$ pour le cas de chargement purement axial d'un roulement à billes à contact oblique.

Question 2.7 Écrire la relation entre δ_a et F_a , puis effectuer l'application numérique pour les deux roulements 9 et 14 (on notera $\delta_{a(9)}$, $F_{a(9)}$, $\delta_{a(14)}$ et $F_{a(14)}$). Montrer que la contrainte constructeur de déplacement axial de l'arbre principal par rapport au carter n'est pas respectée pour une charge axiale de 200 N dirigée vers la colonne si les roulements sont montés sans précontrainte.

On fixe une précontrainte $F_0 > 0$ à l'aide du ressort 11 et de la rondelle 10. On écrit la déformation axiale du roulement 9 : $\delta_{a(9)} = K_9 \cdot F_{a(9)}^{2/3}$ et de même pour le roulement 14 : $\delta_{a(14)} = K_{14} \cdot F_{a(14)}^{2/3}$.

Question 2.8 En utilisant le chargement défini sur le dessin simplifié du montage document 3, exprimer F en fonction de F_0 , δ , K_9 et K_{14} .

Question 2.9 Le constructeur a fixé $F_0 = 100\text{N}$. On propose la vérification graphique du cahier des charges fonctionnel concernant la rigidité axiale de la colonne.

- A l'aide des courbes de déflexion axiale des roulements 9 et 14 document 4, tracer la courbe de raideur axiale de l'arbre $F = f(\delta)$. Préciser rigoureusement votre méthode sur le document réponse 2 et sur feuille de copie. Le tracé de $F = f(\delta)$ se fera sur le document réponse 2 en prenant l'origine indiquée.

- Montrer que sous la précontrainte $F_0 = 100\text{N}$, on respecte le déplacement axial maximum de l'arbre principal par rapport au carter en conduite normale.

- Donner les valeurs des efforts axiaux supportés par chaque roulement sous une charge axiale du montage de 200N .

Objectif : valider le matériau du ressort qui assure la précontrainte choisi par le constructeur.

Le ressort de compression 11 représenté sur le document 1 comporte $n = 4,5$ spires utiles pour un diamètre moyen d'enroulement $D = 31\text{mm}$ et un diamètre de fil $d = 3\text{ mm}$.

Question 2.10 Déterminer la déflexion axiale à donner au ressort pour obtenir une précontrainte $F_0 = 100\text{ N}$ sur le montage des roulements 9 et 14.

Question 2.11 Les spires du ressort ne doivent pas se toucher lorsqu'il est soumis à une charge F_0 . On souhaite un intervalle de 1mm entre spires pour une charge de $F_0 = 100\text{ N}$ sur le ressort. Déterminer la hauteur h du ressort sous charge F_0 puis la hauteur libre h_0 du ressort.

Question 2.12 Déterminer la contrainte maximale de torsion dans le fil du ressort sous charge F_0 . Vérifier que la limite élastique à la torsion reste respectée lorsque le ressort est à spires jointives. Conclure.

Objectif : vérifier que les déflexions radiales restent négligeables devant les déflexions axiales. On se limitera au calcul de l'effort radial dans le roulement intermédiaire 9.

Question 2.13 On considère que l'action mécanique du joint de cardan sur l'arbre principal 2 se résume à un couple perpendiculaire à l'axe de celui-ci. On note ce couple M . On néglige la torsion de l'arbre 2 et la précontrainte des roulements. Préciser le modèle, la méthode et les équations utilisées (on posera les équations à exploiter sans développer les calculs) pour déterminer l'effort dans le roulement intermédiaire 9.

Question 2.14 On donne $M = 8\text{ N.m}$. En relevant les dimensions sur le plan d'ensemble document 1, en précisant les hypothèses simplificatrices, déterminer l'effort dans le roulement intermédiaire 9. On pourra poser des hypothèses simplificatrices sur la géométrie de l'arbre.

Objectif : proposer une conception assurant la précision de la précontrainte F_0 .

Le réglage de la précontrainte à l'aide du ressort et de la rondelle d'arrêt est peu précis. On cherche une solution constructive pour permettre un réglage précis de la précontrainte. On adoptera un roulement de l'extrait de catalogue de l'Annexe 1 en remplacement du roulement intermédiaire 9.

Question 2.15 Sur le document réponse 3, à l'échelle 2 : 1, proposer une solution de montage et de réglage d'un nouveau roulement (dessin aux instruments). Les composants standard utilisés seront représentés proportionnés et de dimensions réalistes.

2-B - Etude de la Fonction Technique FT13 "Informer de l'orientation du volant".

Les systèmes électroniques d'aide à la conduite, correction de trajectoire (ESP) par exemple, demandent différentes prises d'informations sur le véhicule. Vitesse du véhicule, charge moteur, position de l'accélérateur, position du volant... vont permettre aux systèmes électroniques d'assistance d'aider le conducteur dans sa conduite et d'améliorer sa sécurité. La colonne de direction (document 1) est équipée d'un capteur de position (non représenté) qui renseigne le système électronique d'aide à la conduite de la position angulaire du volant (position angulaire de l'arbre principal/carter). Un collier d'entraînement 7 (document 1), muni de "fenêtres", est fretté sur l'arbre principal et permet au capteur de repérer sa position. Les détails de forme et les propriétés de masse du collier d'entraînement sont donnés sur les documents 5, 6 et 7.

Objectif : valider la fiabilité de la prise d'information et de vérifier la faisabilité de la liaison encastrement entre le collier d'entraînement et l'arbre principal.

Le couple qui transite dans la colonne en conduite normale est de l'ordre de 5 N.m (pour un évitement, ou une manoeuvre de parking, ce couple peut atteindre 20 N.m).

Les jeux dans les liaisons des cardans donnent un décalage angulaire (déphasage entre l'entrée et la sortie) de l'ordre de 0,25 degré en conduite normale (pour les deux cardans).

Question 2.16 Déterminer la déformation angulaire de l'arbre principal 2 en conduite normale. Préciser scrupuleusement votre méthode de calcul. Conclure sur la fiabilité de l'information "position angulaire du volant".

Le collier d'entraînement 7 est fretté sur l'arbre principal 2. On considère la pression au contact constante. Le contact s'effectue sur un diamètre $D = 22$ mm et sur une longueur $l = 6$ mm. Le coefficient d'adhérence entre l'arbre principal et le collier d'entraînement est noté $f = 0,22$. En manoeuvre d'évitement, le conducteur tourne le volant d'un quart de tour en environ 300 ms.

Question 2.17 A l'aide des données précédentes et des propriétés de masse du collier d'entraînement (document 7), déterminer la pression de contact minimale entre le collier d'entraînement et l'arbre principal pour vérifier la fiabilité de l'encastrement en manoeuvre d'évitement. Justifier vos hypothèses de calcul. Conclure quant à l'objectif.

Le constructeur propose pour le montage fretté du collier 7 sur l'arbre principal 2 la cotation suivante :

Ø intérieur du collier d'entraînement $D = 21,83_{-0,05}^{+0,05}$.

Ø extérieur de l'arbre principal $d = 22_{-0,084}^{+0}$.

Question 2.18 En considérant l'arbre principal indéformable et le collier d'entraînement comme une enveloppe mince (Ø intérieur 22 mm, épaisseur 1 mm sur une longueur de 6 mm), montrer que la pression de contact minimale de la question précédente (Question 2.17) est respectée. Justifier l'hypothèse d'arbre indéformable.

Question 2.19 Déterminer l'effort axial maximal à fournir pour le frettage du collier sur l'arbre. Vérifier la résistance élastique du collier d'entraînement. Conclure.

On donne, sur le document 8, la calcul éléments finis du collier d'entraînement. On a chargé le collier avec une pression intérieure sur le diamètre 22 mm (diamètre de frettage). La valeur de la pression est celle calculée Question 2.19.

Question 2.20 Justifier succinctement la répartition des contraintes dans le collier d'entraînement trouvée par le calcul éléments finis document 8. Vérifier la validité du calcul précédent.

Par sécurité, le constructeur décide de modifier la liaison arbre/collier pour obtenir un entraînement par obstacle (encastrement par obstacle).

Question 2.21 Proposer une solution, sous forme d'un dessin à main levée, pour répondre à la modification précédente.

2-C - Etude de la fonction technique FT11 "Bloquer la direction".

Un dispositif "anti-vol", non représenté sur le document 1, permet le blocage de la direction à l'arrêt du véhicule. La définition partielle de ce système anti-vol est donnée sur les documents 9, 10 et 11. Le constructeur n'a pas souhaité préciser la partie verrouillage du système (extrémité de la pièce 22 du document 9).

Un système à clef (non défini) permet la rotation de l'excentrique 22 qui déplace le pêne 24. Le pêne 24 entre dans une des encoches du manchon 8 lié complètement à l'arbre principal (document 11) et bloque la rotation de l'arbre principal 2 par rapport au carter 1. Le corps du système anti-vol est centré sur le carter 1 et est fixé à celui-ci à l'aide de 3 rivets en acier non représentés (3 trous de fixations sur le corps).

La remise en cause du procédé d'obtention du corps 21 nécessite la rédaction d'un cahier des charges qui inclut le schéma de cotation associé à la spécification géométrique des surfaces fonctionnelles du corps du système anti-vol.

Objectif : construire ce document du cahier des charges.

Question 2.22 L'étude se centre sur le corps 21 du système anti-vol. A l'aide des documents 9, 10 et 11 :

- Tracer sur le document réponse 4, sur chacune des vues, les surfaces fonctionnelles de guidage et de liaison avec les composants voisins.
- Repérer ces surfaces conformément à la terminologie proposée au bas du document réponse 5.
- Compléter le document réponse 5, préparatoire à l'écriture du schéma de cotation et nécessaire à la mise en place d'une traçabilité de l'analyse conduite.
- Reporter sur le document réponse 4 les spécifications géométriques et dimensionnelles qui découlent de l'analyse conduite sur le document réponse 5.

Partie 3 - Colonne de direction - Nouvelle version T5

La colonne de direction étudiée (version T5, Figure 5) permet de régler longitudinalement et angulairement la position du volant afin que le conducteur soit dans la position la plus confortable pour conduire. La plage de réglage axiale est de ± 20 mm et radiale de $\pm 3^\circ$. Afin de déverrouiller le blocage, le conducteur dispose d'une poignée sous la colonne de direction. Lorsque cette poignée est plaquée contre la colonne de direction, la colonne est bloquée, lorsque la poignée est abaissée, la colonne est mobile et c'est à ce moment là que l'on peut régler la position de l'ensemble.

Dans un premier temps, on peut simplifier la colonne de direction en considérant 3 groupes de pièces : l'arbre du volant en liaison pivot avec le corps de la colonne, le corps réglable en position (pour le réglage en position du volant) par rapport à une pièce nommée "barre en U", solidaire de la casquette fixée au chassis de la voiture (Annexes 2 et 4). La liaison pivot entre l'arbre du volant et le corps est en réalité composée de 3 roulements, 2 montés entre l'arbre et le corps, et le roulement inférieur est monté entre l'arbre et la casquette. Par ailleurs, en cas de choc (accident) il est nécessaire que le système de blocage reste serré.

Etude préalable.

Objectif : déterminer la déformation linéaire du véhicule lors d'un crash test.

Afin de mener à bien l'étude du système de serrage en cas d'accident, il est nécessaire de déterminer la loi de décélération. Les normes en matière de crash-test prévoient de lancer le véhicule à la vitesse de 64 km/h. Toute la face avant percute un mur supposé parfaitement rigide. La loi de décélération au niveau de l'habitacle du Land Rover Discovery 3 supposé parfaitement rigide et en translation par rapport au sol, se décompose en trois phases :

- Phase 1 : entre $t = 0$ et $t = 20$ ms, la décélération augmente de façon linéaire. A $t = 0$, l'accélération est nulle.
- Phase 2 : entre $t = 20$ ms et $t = 80$ ms, la décélération reste constante.
- Phase 3 : entre $t = 80$ ms et $t = 170$ ms, la décélération diminue de façon linéaire. A $t = 170$ ms, décélération et vitesse sont nulles.

Cette décélération est mesurée lors du crash-test.

Question 3.1 Déterminer la valeur de la décélération maximale dans l'habitacle. Déterminer les vitesses atteintes en début et fin de chaque phase du mouvement. En déduire la distance parcourue par l'habitacle entre le début du choc et le moment où le véhicule s'arrête, c'est à dire la déformation linéaire lors du crash test. Tracer les 4 graphiques suivants :

- Jerk $j(t)$ (dérivée de l'accélération)
- Accélération $a(t)$
- Vitesse $v(t)$
- Déplacement $d(t)$

Dans la suite de cette étude, nous serons amenés à étudier le comportement d'un mannequin au sein de l'habitacle dans les conditions d'un crash-test.

Question 3.2 Le référentiel lié au véhicule est-il un référentiel Galiléen ? Justifier votre réponse.

3-A - Etude de la Fonction Technique FT14 "Assurer le confort postural".

Objectif : étudier le système de serrage de la colonne.

Question 3.3 Proposer un schéma cinématique faisant apparaître l'arbre volant, le corps et la barre en U. Comment doit-on prévoir l'arbre principal de la colonne pour satisfaire la contrainte de réglage axiale ? Quelle solution technologique envisager alors ? On rappelle que la course est de ± 20 mm. Expliquer pourquoi le réglage angulaire ne nécessite pas d'adaptation spéciale.

Question 3.4 Le serrage en position de la colonne est obtenu par pression de lames solidaires de la barre en U avec des lames solidaire du corps de la colonne (Annexe 2). Proposer à l'aide de schémas simples, deux solutions technologiques différentes pour verrouiller le corps de la colonne avec la barre en U. Ces croquis seront faits à main levée. On ne demande pas de détailler le mécanisme de réglage en position. L'aperçu en Annexe 2 permet de visualiser la localisation du système de serrage.

Question 3.5 La solution retenue par le constructeur est une came moulée dans la poignée (Annexe 3). Le serrage s'effectue en 2 temps :

- Rapprochement des lames, course de 3 mm.
- Serrage/verouillage

La courbe de la Figure 8 donne l'évolution de l'effort que doit développer le conducteur pour verrouiller la colonne en position. Proposer l'allure du profil de came. Justifier. La rotation du levier est limitée à 45° .

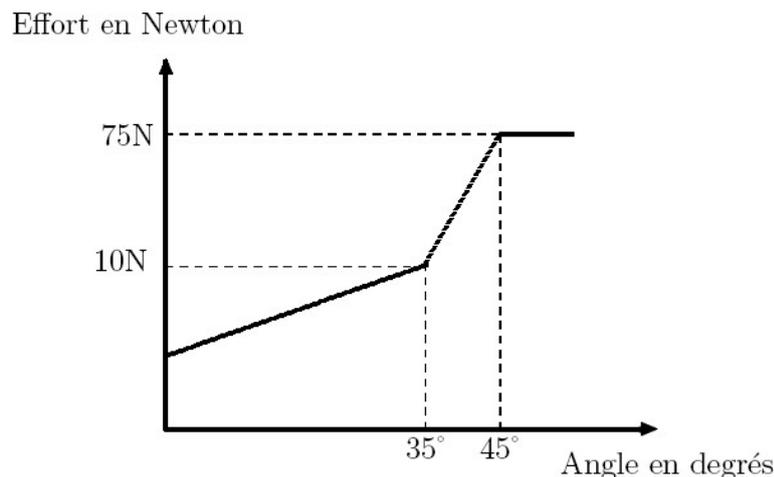


FIG. 8 – Courbe de variation d'effort

Question 3.6 Écrire la relation liant l'effort presseur et le couple de serrage. Préciser les hypothèses de calcul. Sachant que l'effort maximum à exercer par le conducteur est de 75 N et que le levier mesure 165 mm, en déduire l'effort presseur correspondant. La came mobile dans la

poignée et le patin (coté lames) sont en acier, le coefficient de frottement entre ces pièces est de l'ordre de 0,15. Les dimensions utiles seront relevées sur l'Annexe 3 qui est à l'échelle 1 : 1.

Question 3.7 Lors de la phase de serrage, l'axe est sollicité en traction. Déterminer son allongement en justifiant vos hypothèses de travail. On admettra que cet axe est en acier.

La déformation de l'axe est provoquée en fin de serrage seulement (entre 35° et 45°) une fois que les lames ont été approchées (course de 3 mm entre 0° et 35°) les unes des autres.

Question 3.8 En admettant la non déformation des pièces autres que l'axe, en déduire le pas des 2 zones de la came. Dessiner le plus proprement possible le profil de came correspondant en précisant les cotes fonctionnelles précédemment calculées.

Objectif : étudier le maintien en position de la direction suite à un accident.

En cas d'accident, il est nécessaire que le serrage de la colonne "résiste". En effet, une maîtrise de la position du volant permet de mieux gérer les traumatismes et les façons de les limiter (coussin gonflable, ceinture SRP2, etc). L'architecture de la colonne est représentée Figure 9.

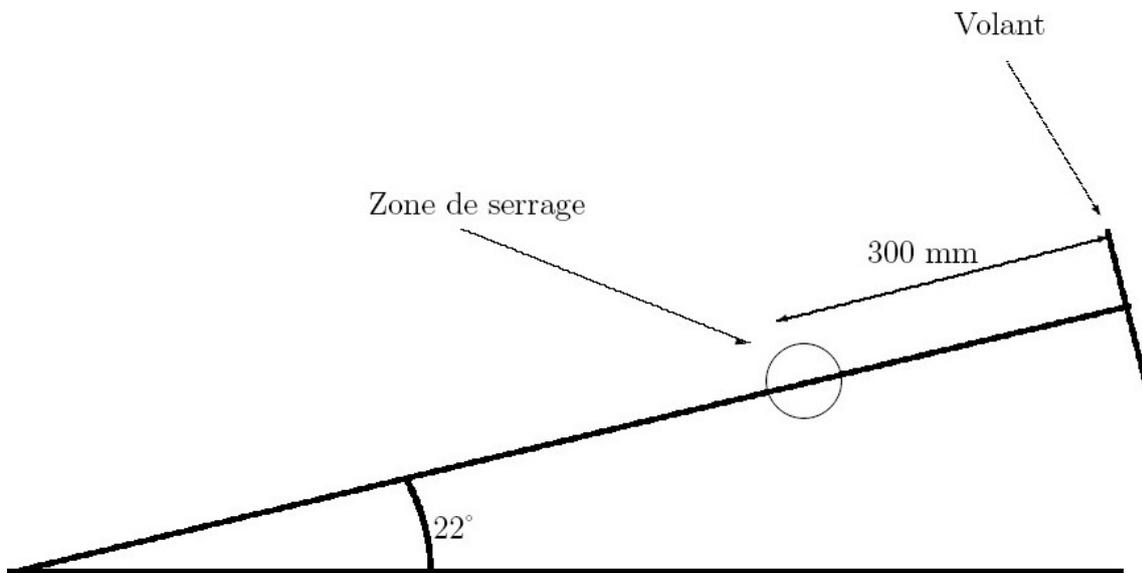


FIG. 9 – Architecture de la colonne

Le Land Rover Discovery 3 est particulièrement destiné au marché américain où le port de la ceinture n'est pas obligatoire dans tous les états. Les simulations d'accident (crash-test) sont réalisés avec des mannequins de masse 75 kg. On admettra, par soucis de simplification, que le mannequin est projeté en avant en mouvement de translation. On supposera également que le choc se produit au centre du volant.

Question 3.9 A l'aide des résultats obtenus dans l'étude préalable (Question 3.1), déterminer l'effort provoqué par le mannequin sur le volant (sans ceinture, sans coussin gonflable). En déduire la composante selon l'axe du volant et la composante normale à cet axe.

Question 3.10 Justifier le rôle des lames acier du dispositif de serrage de la colonne. Pourquoi en avoir mis plusieurs ? Votre réponse sera agrémentée par des calculs simples en explicitant vos hypothèses. Les informations utiles seront relevées sur l'Annexe 3.

3-B - Etude de la Fonction Technique FT15 "Assurer la sécurité".

Objectif : proposer une solution technique de la liaison Colonne/Châssis respectant le cahier des charges fonctionnel.

En cas d'accident, on admettra que le serrage en position du corps de la colonne est parfaitement assuré. Néanmoins, la société "ZF Lenksystème" a pourvu sa colonne d'un système d'absorption d'énergie. Cette absorption a lieu entre la barre en U et la casquette (Annexe 4). Le cahier des charges fonctionnel spécifie qu'en cas d'effort très important sur la colonne, la barre en U et les pièces qui lui sont solidaires glissent par rapport à la casquette selon l'axe de la colonne.

Question 3.11 Proposer un schéma cinématique faisant apparaître cette nouvelle mobilité. Comment doit-on prévoir le montage de l'arbre principal de la colonne au niveau du roulement inférieur pour satisfaire cette contrainte ? La course est d'environ 120 mm.

Question 3.12 Afin de maîtriser le déplacement, il faut prévoir un guidage entre la barre en U et la casquette. A l'aide d'un croquis à main levée en perspective, proposer une solution simple de guidage. Celui-ci n'a pas nécessairement besoin d'être précis. La casquette pourra être assimilée à une simple plaque d'épaisseur 10 mm pourvue de 4 points de fixation au tableau de bord du véhicule, située au-dessus de la barre en U.

Objectif : analyser les choix constructeur pour la dissipation d'énergie lors d'un crash.

Nous allons maintenant nous intéresser au comportement dynamique du mannequin et de la colonne de direction en cas d'accident avec ceinture.

Les conditions de crash-test et les événements qui lui sont liés sont les suivants :

- A $t = 0$, gonflement du coussin gonflable.
- A $t = 15$ ms, mise à feu via un générateur pyrotechnique du système de prétension des ceintures (ventrale et thoracique).
- A $t = 20$ ms, la ceinture est totalement tendue, elle s'est enroulée d'environ 10 cm. Le conducteur est donc fermement retenu sur son siège.
- A $t = 70$ ms, fin du maintien de la prétension et début du déclenchement du limiteur d'effort. La ceinture thoracique va se détendre et accompagner le conducteur dans sa projection en avant. La ceinture ventrale reste parfaitement tendue. L'effort maximal encaissé par la ceinture thoracique est de 3600 N.
- A $t = 170$ ms, fin du limiteur d'effort. Le véhicule est stoppé, le conducteur a la tête au niveau du volant dans le coussin gonflable tout juste dégonflé. Sa vitesse n'étant pas nulle, la tête du conducteur percute la colonne de direction, provoquant ainsi le début de la phase de glissement de la colonne par rapport à la casquette. Le glissement de la colonne se fait à jerk constant.
- A $t = t_f$, colonne et conducteur sont arrêtés. La course de la colonne est de 120 mm



FIG. 10 – Séquence de crash-test frontal

On considérera que la tête du conducteur entre en contact avec le coussin gonflable à la date $t = 80$ ms. Ce coussin gonflable exerce un effort considéré comme constant d'environ 5800 N. Le mannequin a une masse totale de 75 kg, répartie de la façon suivante : 50 kg pour le thorax, les bras et la tête et 25 kg pour les jambes. La masse de la partie mobile de la colonne est de 5,5 kg.

Comme pour l'étude à la Question 3.9, le mouvement de la partie supérieure du corps du mannequin, sera assimilé à un mouvement de translation rectiligne par rapport au châssis.

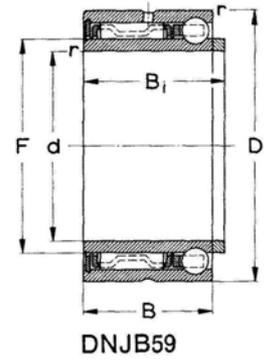
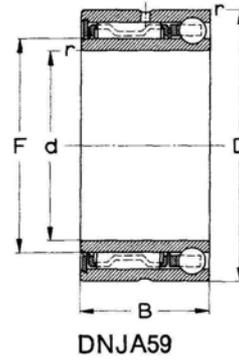
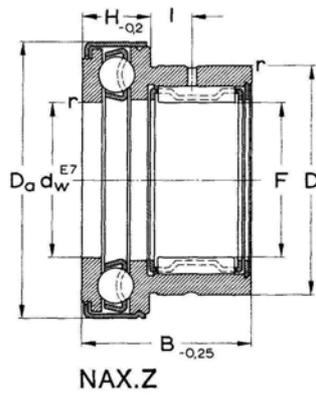
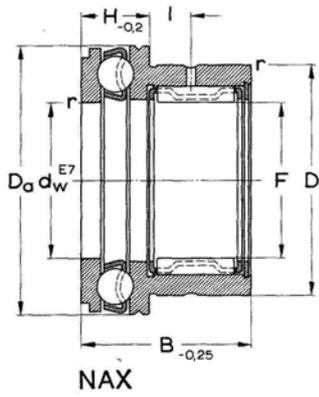
La distance séparant le conducteur en position fermement lié à son siège et le centre du volant est d'environ 50 cm.

Question 3.13 Déterminer les différentes phases d'étude du mannequin. Quelle est la nature du choc entre le mannequin et le volant à la date $t = 170$ ms ? Définir les conditions aux limites et calculer les vitesses et déplacements pour chacune des phases. En déduire la date t_f où colonne et conducteur s'arrêtent.

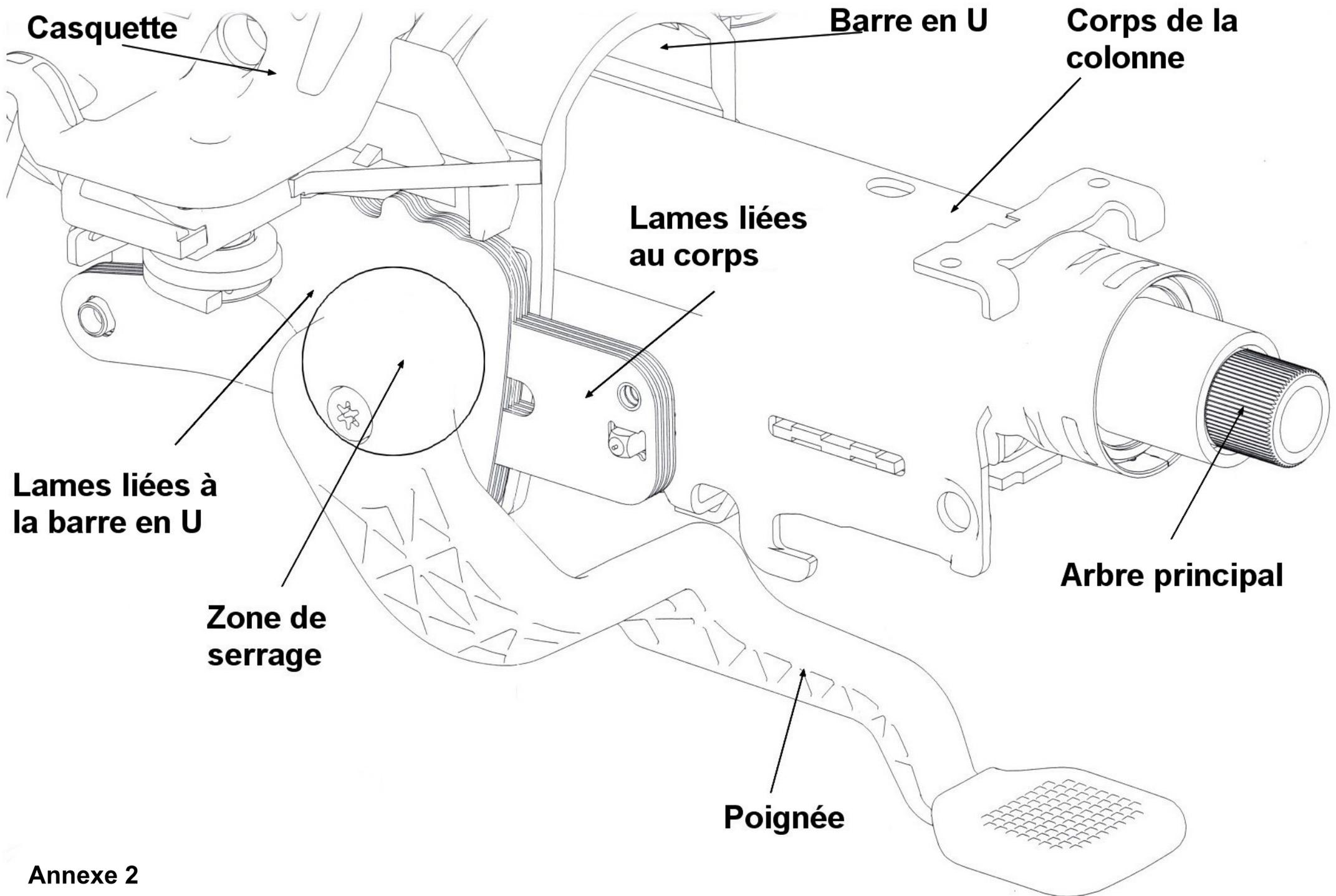
Question 3.14 Déterminer l'énergie absorbée par chacun des éléments qui constituent le système étudié. Sous quelle forme est dissipée cette énergie ?

Question 3.15 L'Annexe 4 présente un détail d'une solution technologique retenue par le constructeur. Un fil d'acier (Strap) est enroulé autour d'un axe solidaire de la casquette (via un axe non visible sur l'Annexe 4), tandis que l'autre extrémité est fixée à la barre en U. Quelle est selon vous la finalité d'un tel montage ?

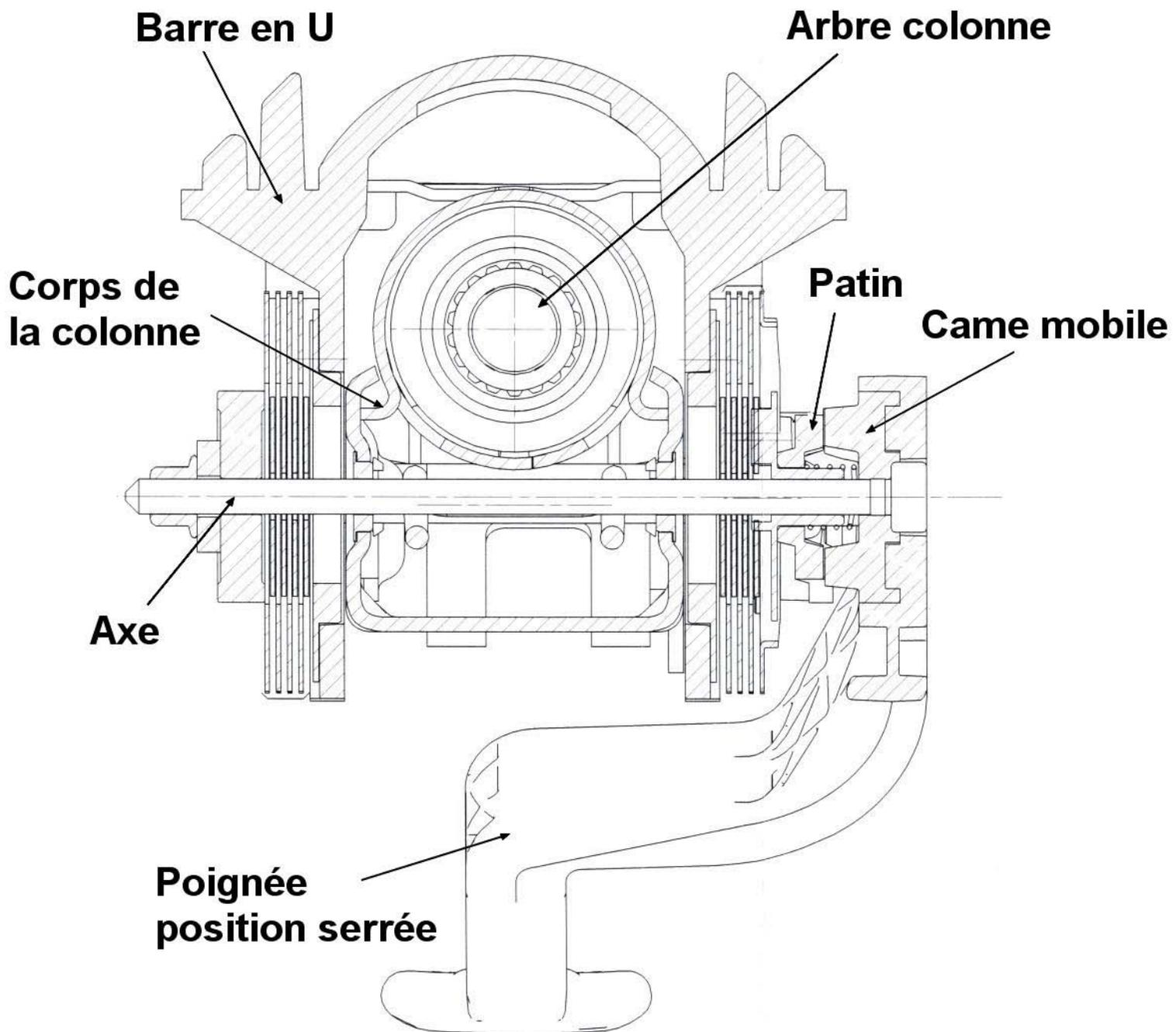
Roulements à aiguilles combinés



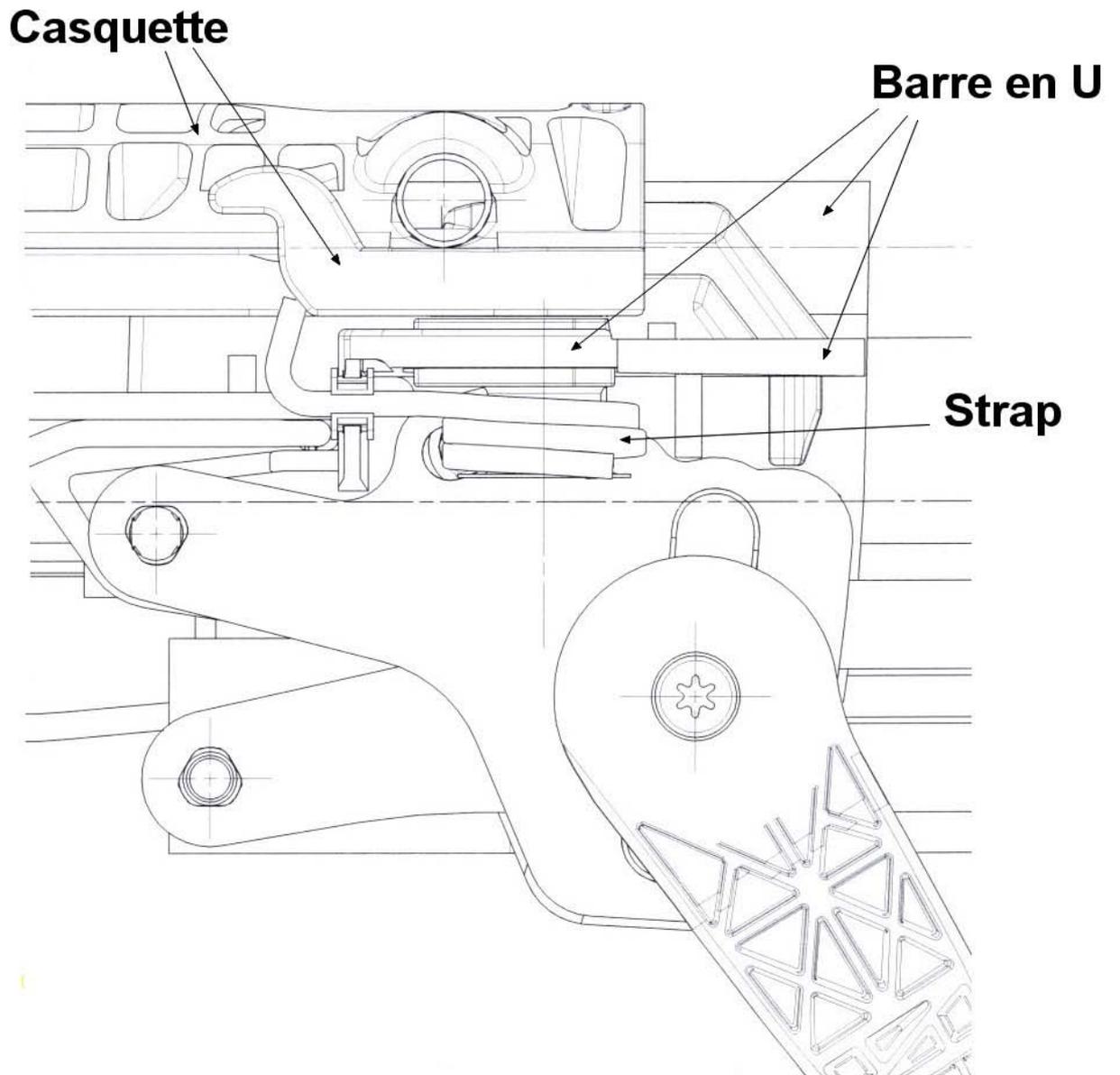
Arbre	Dimensions									
	d	F	D	B	B _i	d _w	D _a	H	l	r
	mm									
10		10	19	23		10	24	9	6,5	0,5
		10	19	23		10	25	9	6,5	0,5
12		12	21	23		12	26	9	6,5	0,5
		12	21	23		12	27	9	6,5	0,5
	12	16	24	16						0,5
15		15	24	23		15	28	9	6,5	0,5
		15	24	23		15	29	9	6,5	0,5
	15	20	28	18						0,5
	15	20	28	18	20					0,5
17		17	26	25		17	30	9	8	0,5
		17	26	25		17	31	9	8	0,5
	17	22	30	18						0,5
	17	22	30	18	20					0,5
20		20	30	30		20	35	10	10,5	0,5
		20	30	30		20	36	10	10,5	0,5
	20	25	37	23						0,5
	20	25	37	23	25					0,5
22	22	28	39	23						0,5
	22	28	39	23	25					0,5
25		25	37	30		25	42	11	9,5	1
		25	37	30		25	43	11	9,5	1
	25	30	42	23						0,5
	25	30	42	23	25					0,5
30		30	42	30		30	47	11	9,5	1
		30	42	30		30	48	11	9,5	1
	30	35	47	23						0,5
	30	35	47	23	25					0,5
35		35	47	30		35	52	12	9	1
		35	47	30		35	53	12	9	1
	35	42	55	27						1
	35	42	55	27	30					1
40		40	52	32		40	60	13	10	1
		40	52	32		40	61	13	10	1
	40	48	62	30						1
	40	48	62	30	34					1

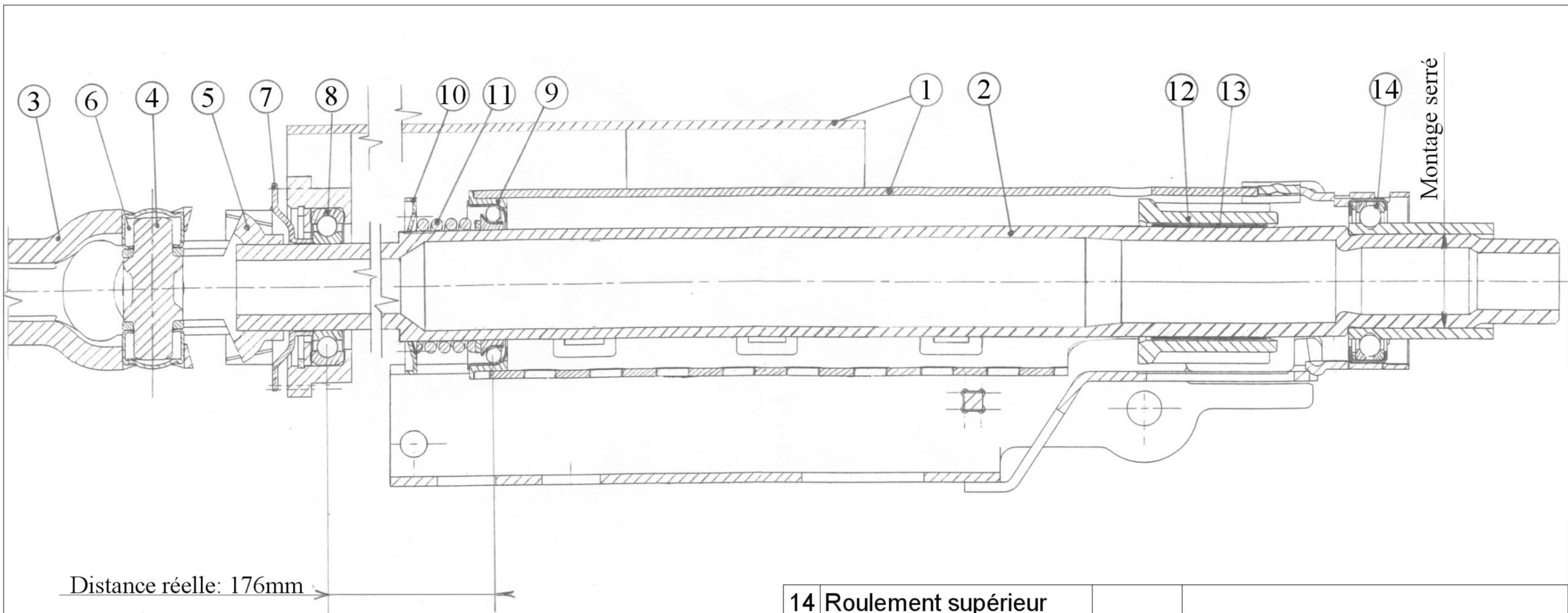


SYSTEME DE SERRAGE



LOCALISATION DES STRAPS



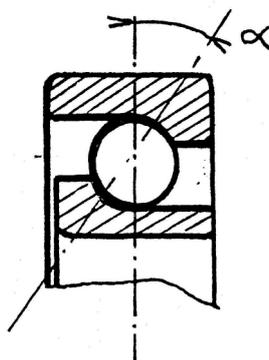


Distance réelle: 176mm

COLONNE DE DIRECTION
Ech 1:1

14	Roulement supérieur		
13	Anneau de tolérance		
12	Manchon anti-vol		
11	Ressort de compression	50 Cr Va 4	$G=8,2 \times 10^4$ MPa , $R_g=500$ MPa
10	Rondelle d'arrêt		
9	Roulement intermédiaire		
8	Roulement inférieur		
7	Collier d'entraînement	PA 46	$E=3 \times 10^3$ MPa , $Re=100$ MPa , $\rho=0,0012$ g/mm ³
6	Douille à aiguilles		
5	Machoire		
4	Croisillon		
3	Machoire rabattable		
2	Arbre principal	Acier	$E=2 \times 10^5$ MPa , $G=8 \times 10^4$ MPa
1	Corps	Acier	Mécano-soudé
N°	Désignation	Matière	Observations

ROULEMENT A BILLES A CONTACT OBLIQUE



Déplacement purement radial de la bague intérieure / bague extérieure :

$$\delta_r = \frac{0,002}{\cos \alpha} \left(\frac{Q_M^2}{D_w} \right)^{\frac{1}{3}} \quad \text{et} \quad Q_M = 4,37 \frac{F_r}{Z \cos \alpha}$$

δ_r : déplacement radial de la bague intérieure / bague extérieure du roulement (mm)

α : angle de contact du roulement

D_w : diamètre d'une bille (mm)

Q_M : effort sur la bille la plus chargée (N)

Z : nombre de billes du roulement

F_r : effort radial sur le roulement (N)

Déplacement purement axial de la bague intérieure / bague extérieure :

$$\delta_a = \frac{0,002}{\sin \alpha} \left(\frac{Q^2}{D_w} \right)^{\frac{1}{3}} \quad \text{et} \quad Q = \frac{F_a}{Z \sin \alpha}$$

δ_a : déplacement axial de la bague intérieure / bague extérieure du roulement (mm)

α : angle de contact du roulement

D_w : diamètre d'une bille (mm)

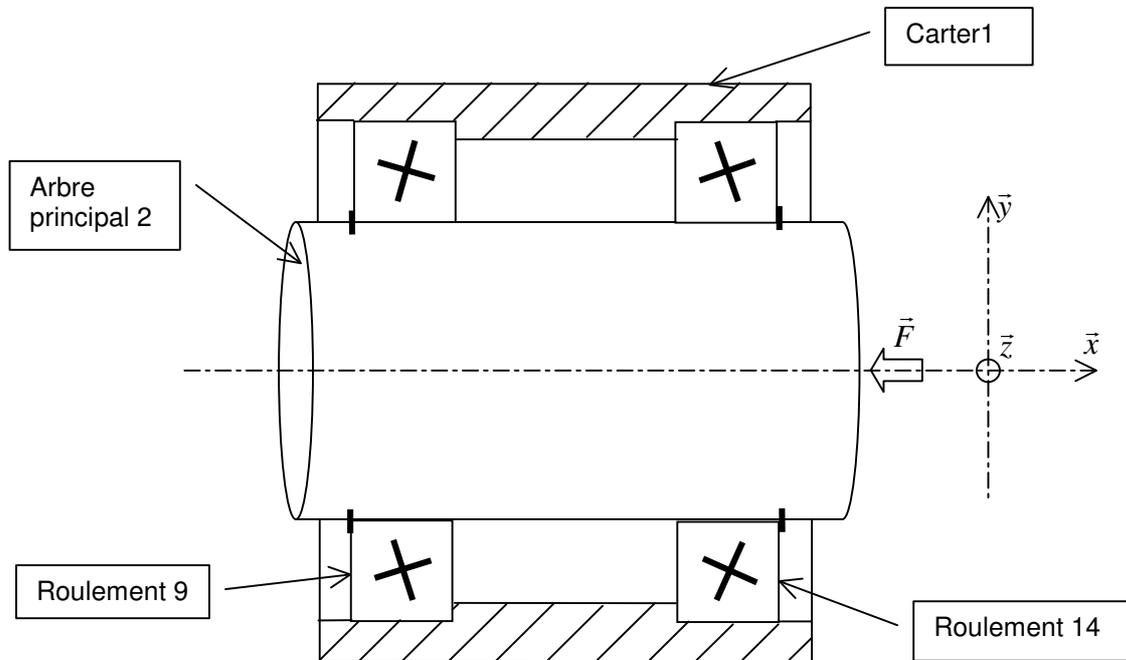
Q : effort sur une bille (N)

Z : nombre de billes du roulement

F_a : effort axial sur le roulement (N)

Caractéristiques du roulement intermédiaire 9 :	Caractéristiques du roulement supérieur 14 :
α : 25 degrés	α : 35 degrés
D_w : 4 mm	D_w : 5,5 mm
Z : 17 billes	Z : 13 billes
\varnothing intérieur : 28 mm	\varnothing intérieur : 24 mm

DESSIN SIMPLIFIE DU MONTAGE DE ROULEMENTS

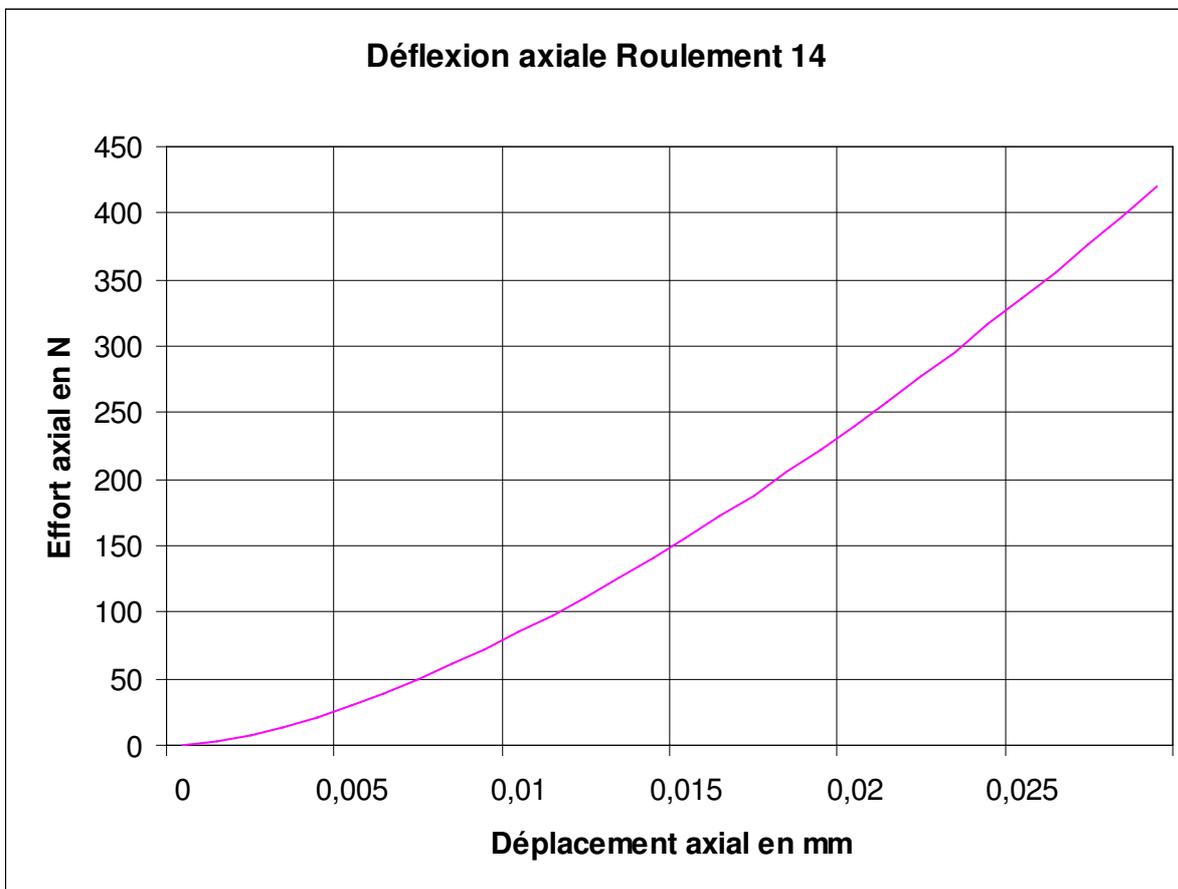
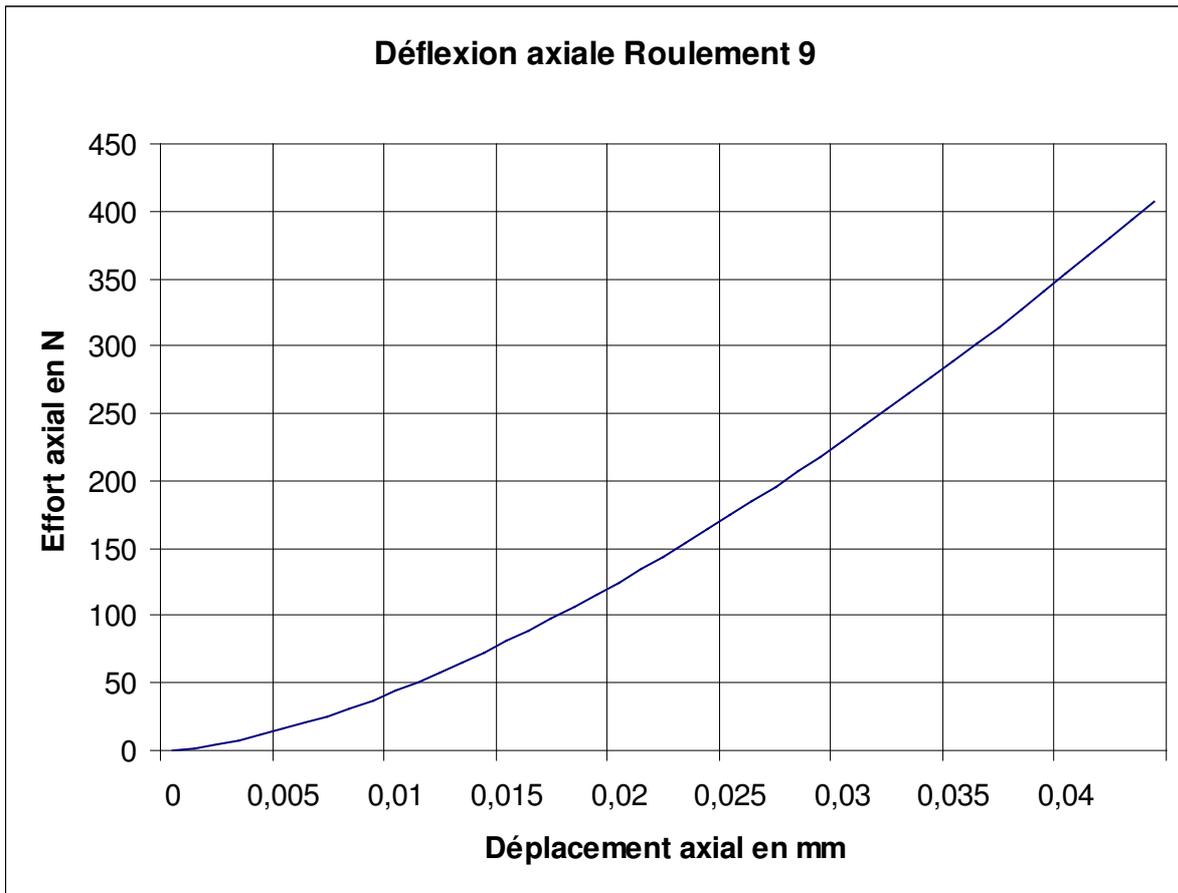


Chargement axial : $\vec{F} = -F\vec{x}$ avec $F > 0$

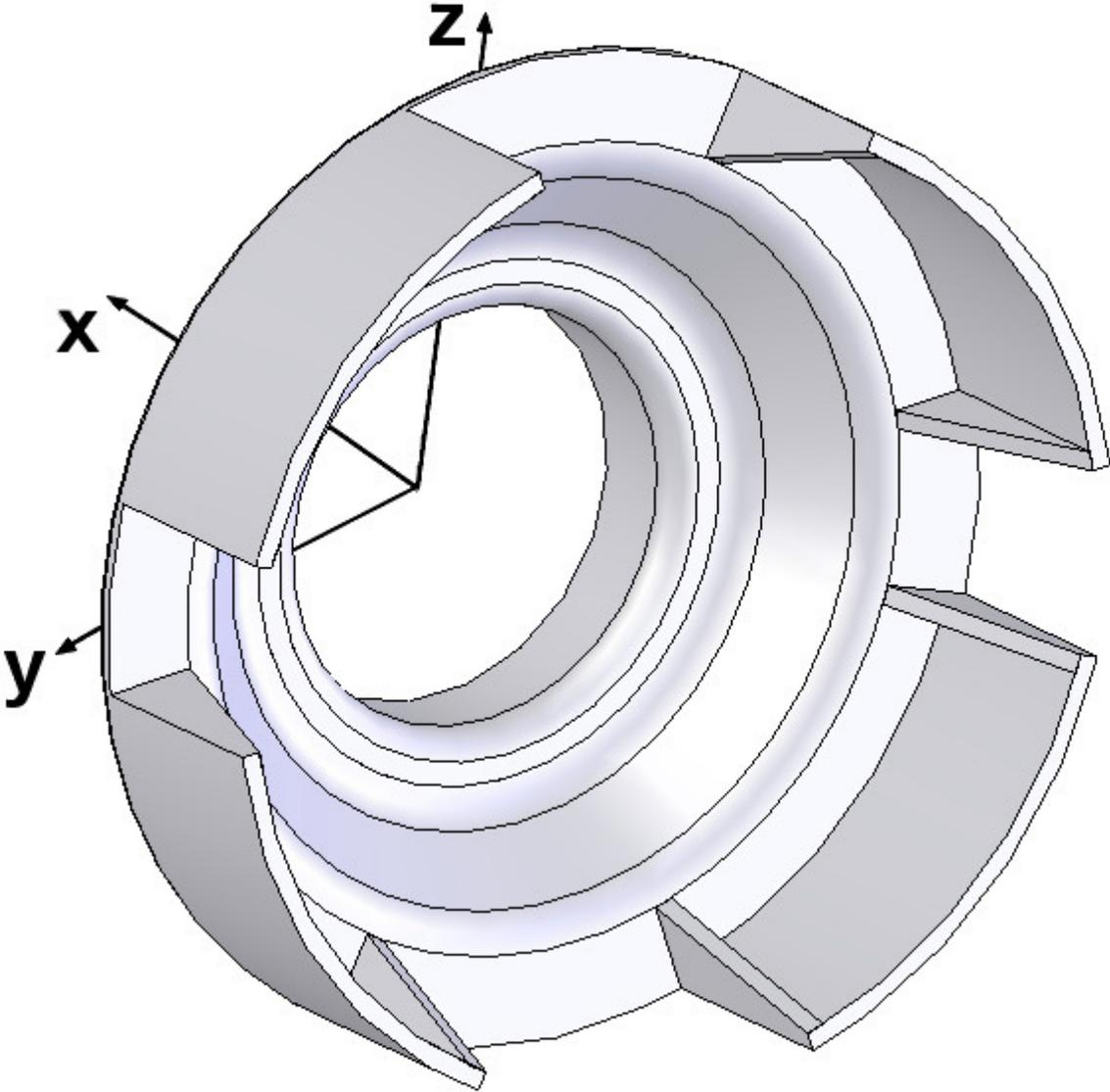
Déplacement de l'arbre / carter : $-\delta\vec{x}$ avec $\delta > 0$

On prendra $F_{a(9)}$ et $F_{a(14)} > 0$ ainsi que $\delta_{a(9)}$ et $\delta_{a(14)} > 0$

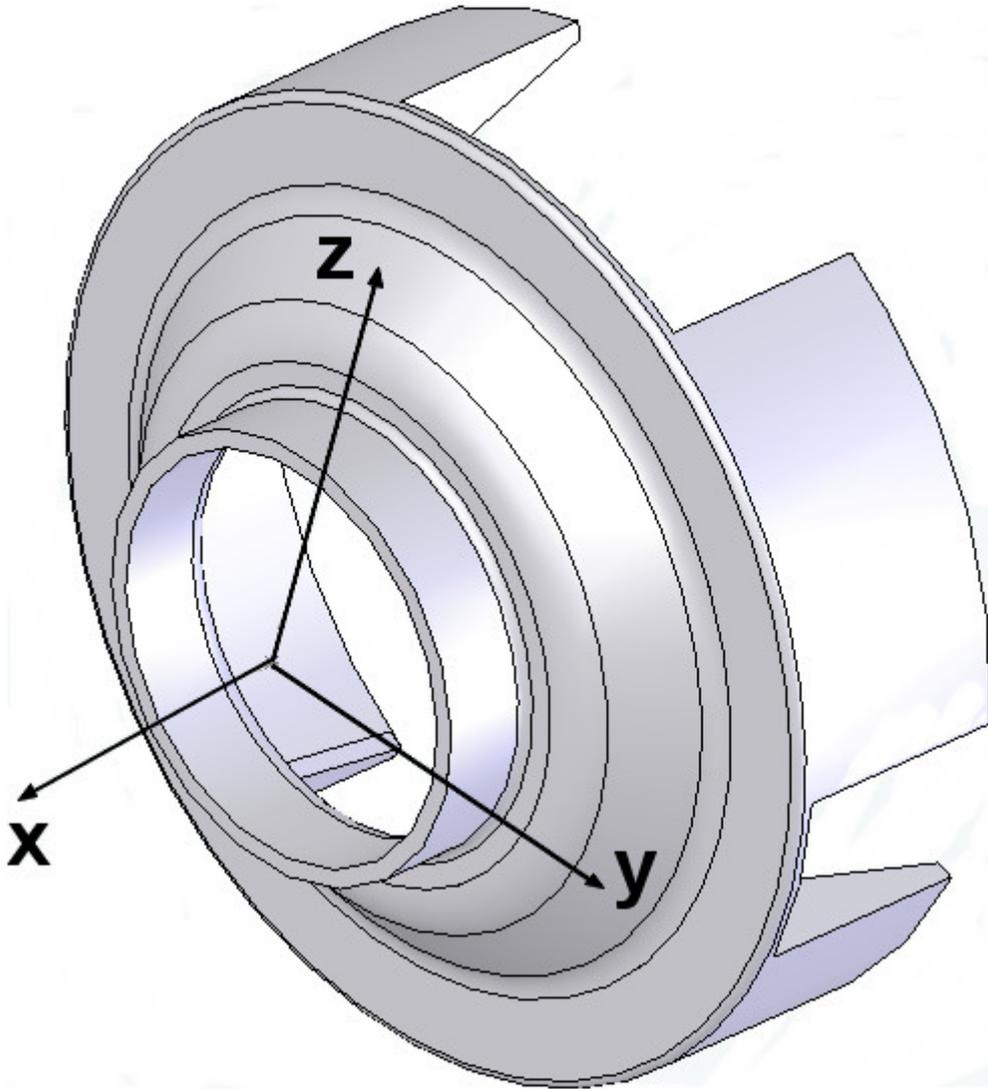
COMPORTEMENT DES ROULEMENTS



COLLIER D'ENTRAINEMENT 7



COLLIER D'ENTRAINEMENT 7



PROPRIETES DE MASSE DE COLLIER D'ENTRAINEMENT

(Données issues d'un modeleur volumique)

Système de coordonnées de sortie : -- par défaut --

Masse volumique = 0,001 grammes par millimètre cube (Masse volumique par défaut du logiciel)

Masse = 3,65 grammes

Volume = 3650,22 millimètres cubes

Centre de gravité : (millimètres)

X = -11,75

Y = 0,00

Z = 0,00

Moments d'inertie : (grammes x millimètres carrés)

Pris au centre de gravité et aligné avec le système de coordonnées de sortie.

Lxx = 1681,54 Lxy = 0,00 Lxz = 0,00

Lyx = 0,00 Lyy = 1019,32 Lyz = 0,00

Lzx = 0,00 Lzy = 0,00 Lzz = 874,94

Moments d'inertie : (grammes x millimètres carrés)

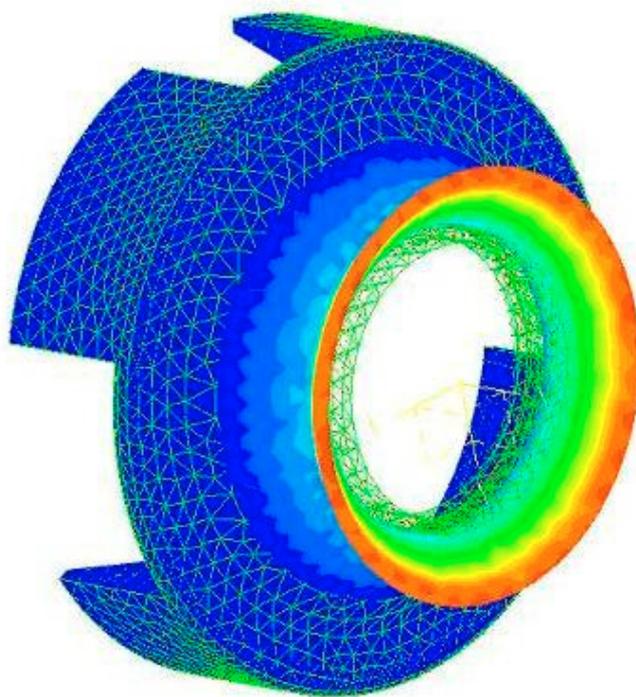
Pris au système de coordonnées de sortie.

lxx = 1681,54 lxy = 0,00 lxz = 0,00

lyx = 0,00 lyy = 1523,36 lyz = 0,00

lzx = 0,00 lzy = 0,00 lzz = 1378,99

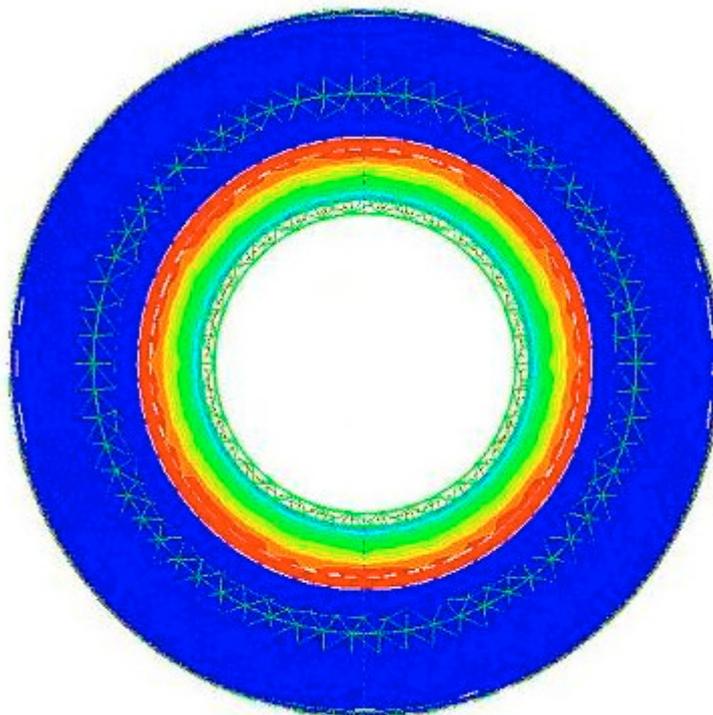
CALCUL ELEMENTS FINIS DU COLLIER D'ENTRAIEMENT

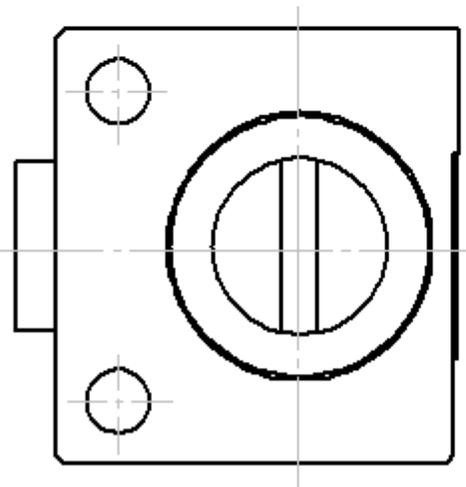
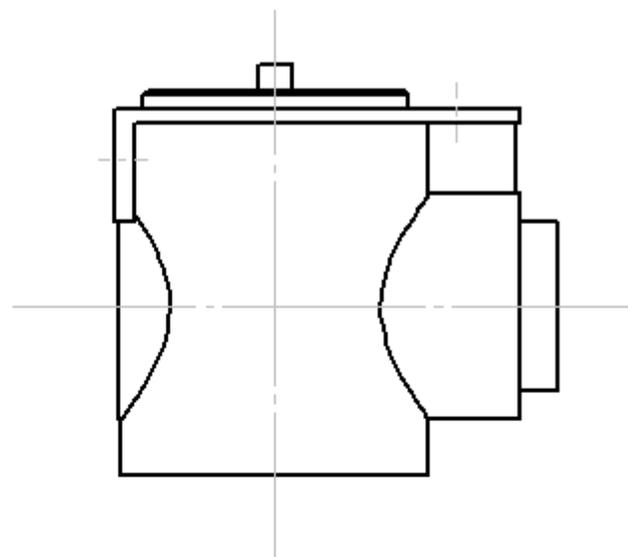
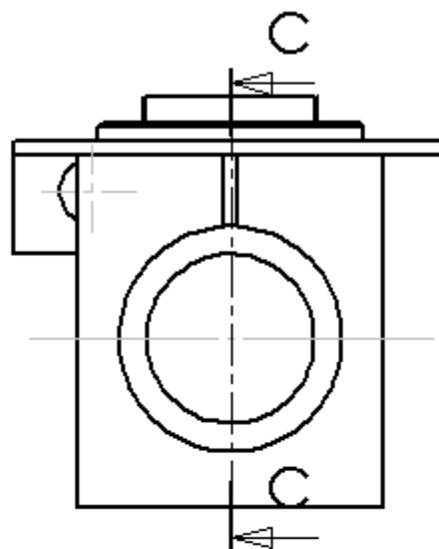
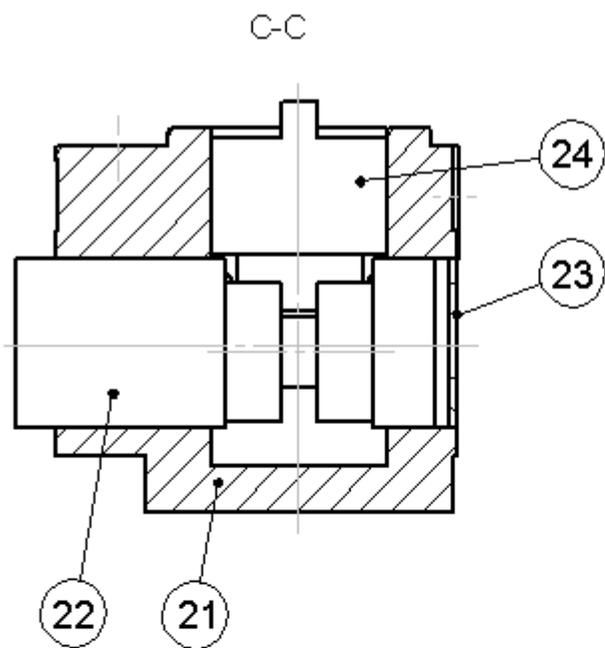


Contrainte Von Mises
en Pa

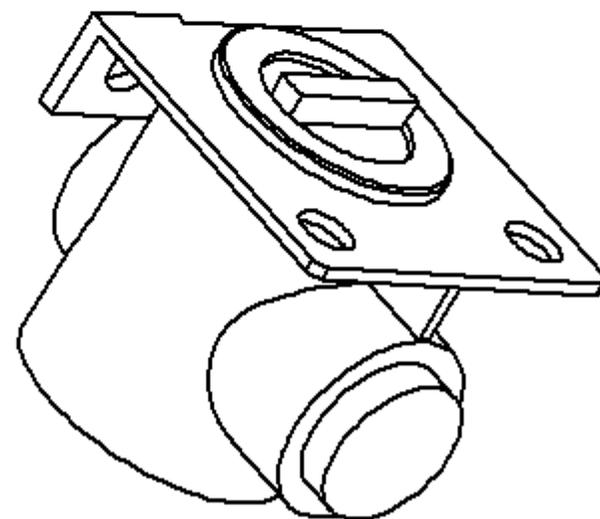
Maxi : 3,81E+7 Pa

mini : 7,52E-4 Pa

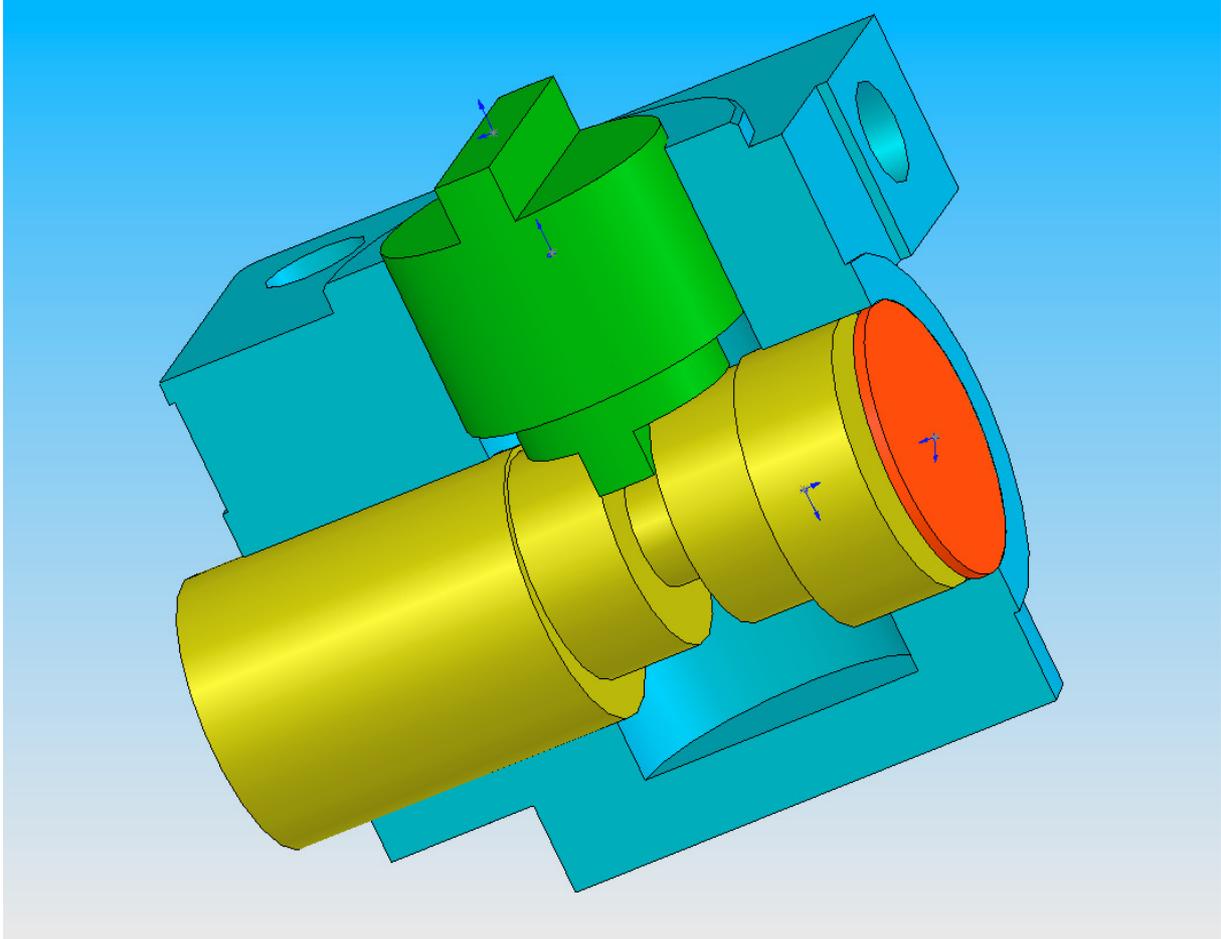




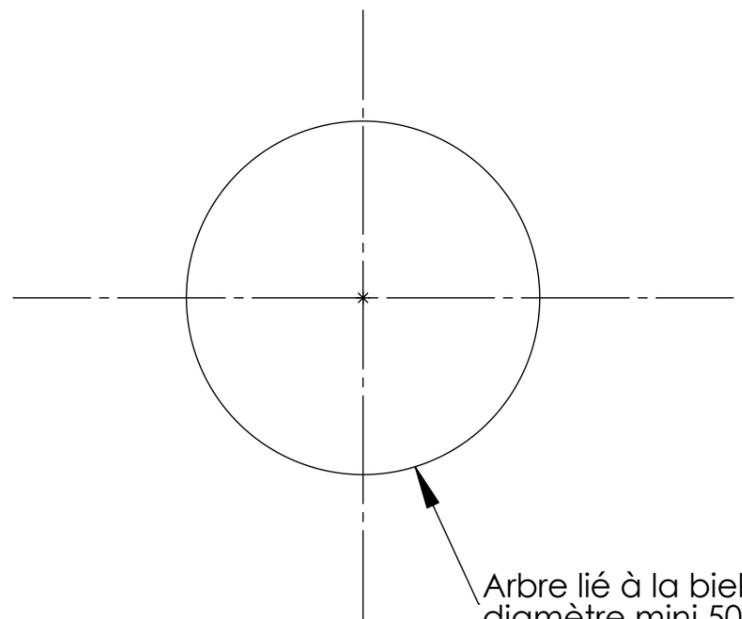
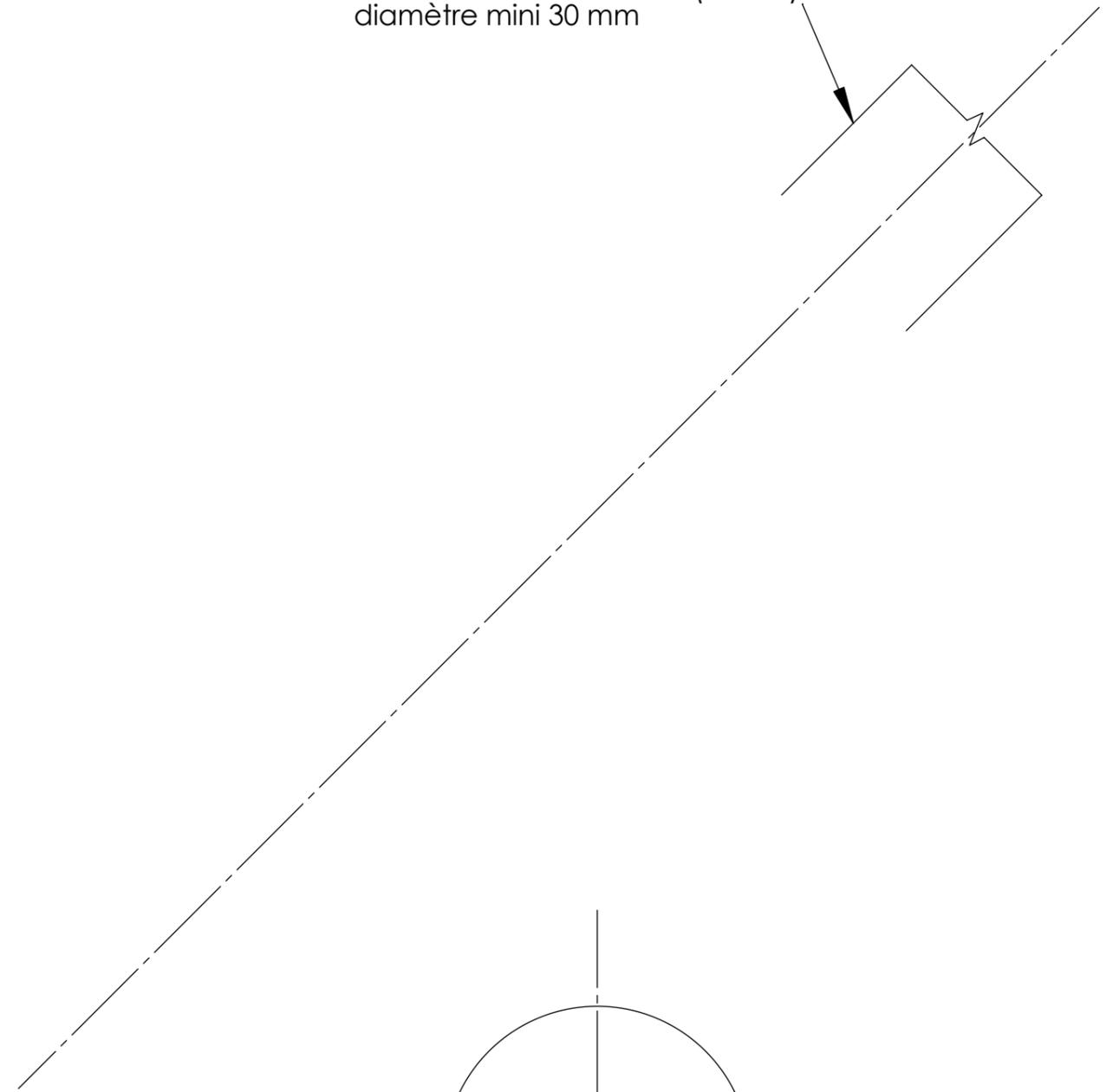
Système Anti-vol
Echelle 1:1



SYSTEME ANTI-VOL

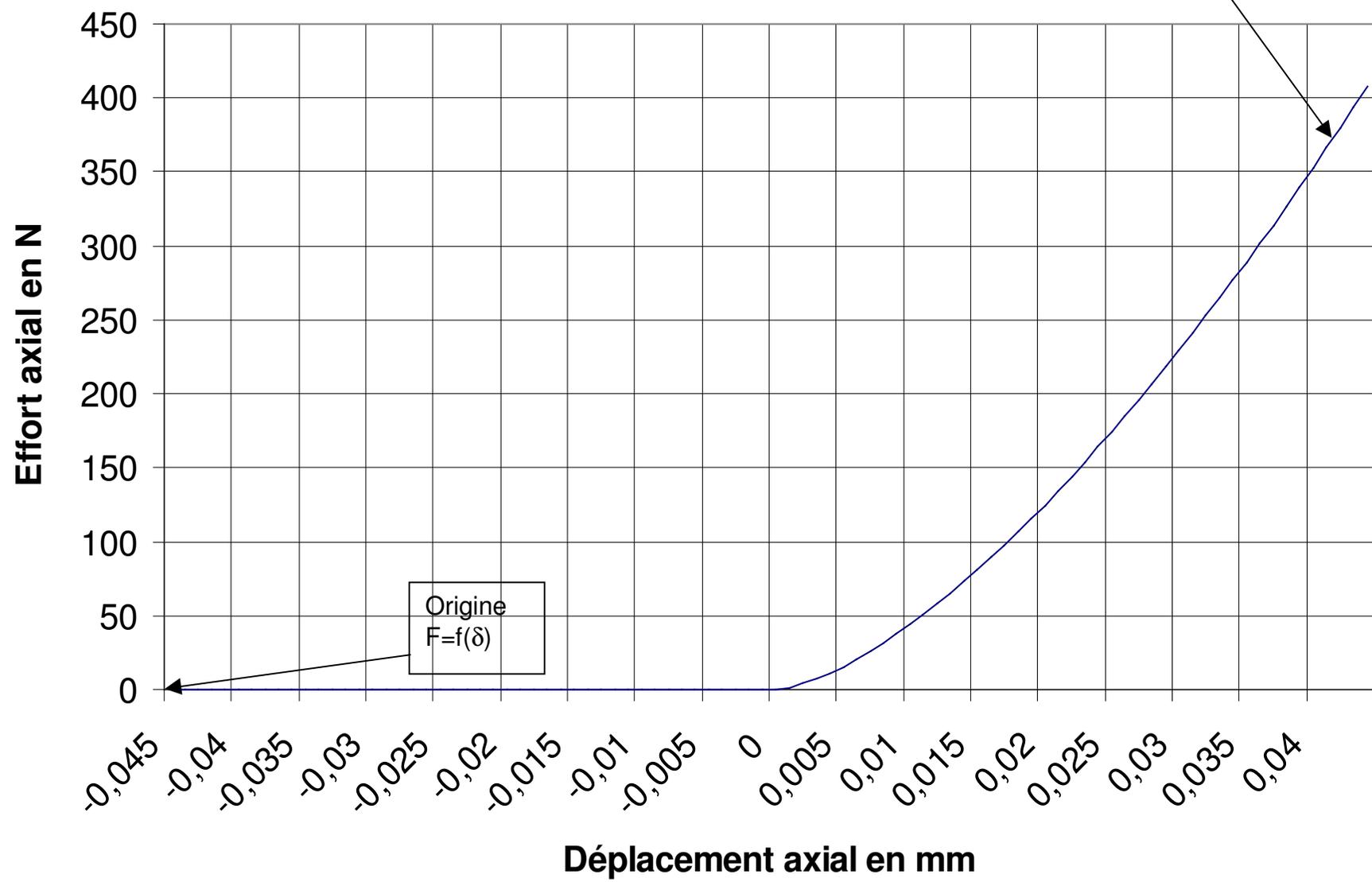


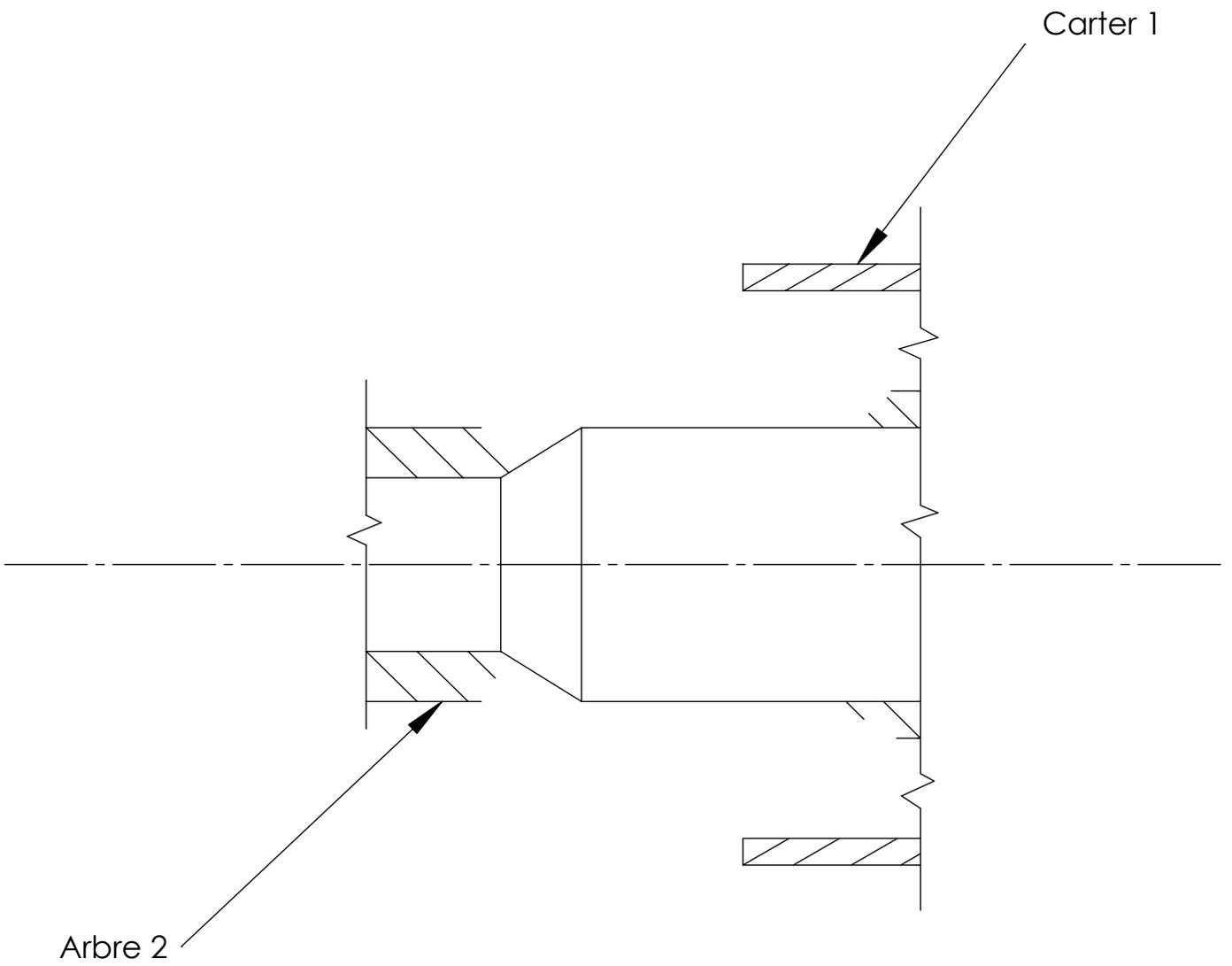
Arbre d'entrée du boitier (volant)
diamètre mini 30 mm



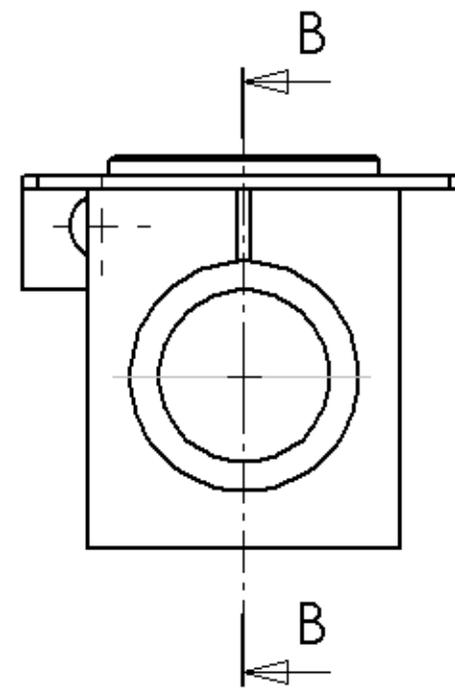
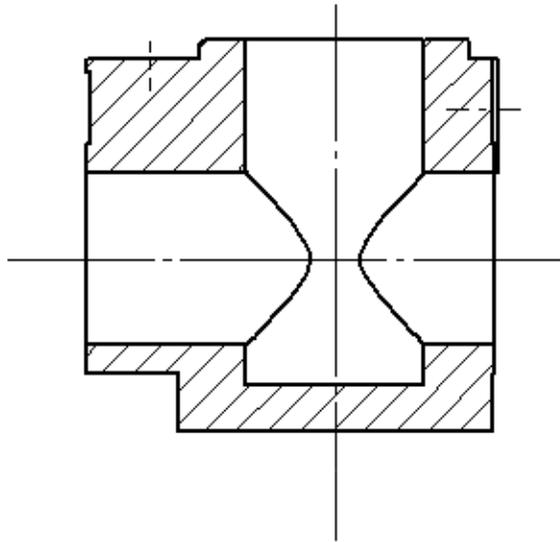
Arbre lié à la biellette de direction
diamètre mini 50 mm

Déflexion axiale du montage





COUPE B-B



Corps Anti-vol.

Echelle 1:1

