Epreuve de Sciences Industrielles B

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

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

Composition du sujet :

- 1 cahier de 24 pages de texte numérotées de T1 à T24.
- 19 pages de documents ressources numérotées de D1 à D19.
- 1 plan (dénommé **plan 1**) format A3 en coupe à l'échelle 1:3 de la réduction finale avec sa nomenclature associée sur le **Document 26** page D19/19.
- 1 calque (dénommé **calque 1**) format A3 **à rendre à la fin de l'épreuve**.
- 1 cahier réponse de 11 pages numérotées de « **R1/11 à R11/11** » **à rendre à la fin de l'épreuve.**

Gestion du temps :

En admettant une durée de 30 min pour la lecture et l'assimilation du sujet, il est vivement conseillé de consacrer entre 2h30 et 3h00 au maximum à la réponse aux questions de la notice et 2h30 à 3h00 au tracé des dessins.

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 les documents réponses dans les espaces libres proposés pour chaque question.

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

CONCEPTION D'UN TRAIN ROULANT MOTEUR MODULAIRE POUR VEHICULE TOUT TERRAIN

A - Cahier des Charges Fonctionnel (extraits)

A.1 - Présentation du produit

A.1.1 - Présentation du produit

Le produit étudié est un pont avant moteur et directeur rigide de type TANGO (voir Figure 2), qui équipe plusieurs familles de véhicules dont les camions RENAULT MIDLUM à quatre roues motrices (voir Figure 1). Ce pont est entièrement conçu et réalisé par la société TEXELIS POWER TRAIN.

Figure 1 – Camion de sapeur-pompier 4 roues motrices type Renault Midlum

Pour la suite du sujet, le **Document 2** page D3/20 définit les principaux éléments constitutifs du pont TANGO étudié.

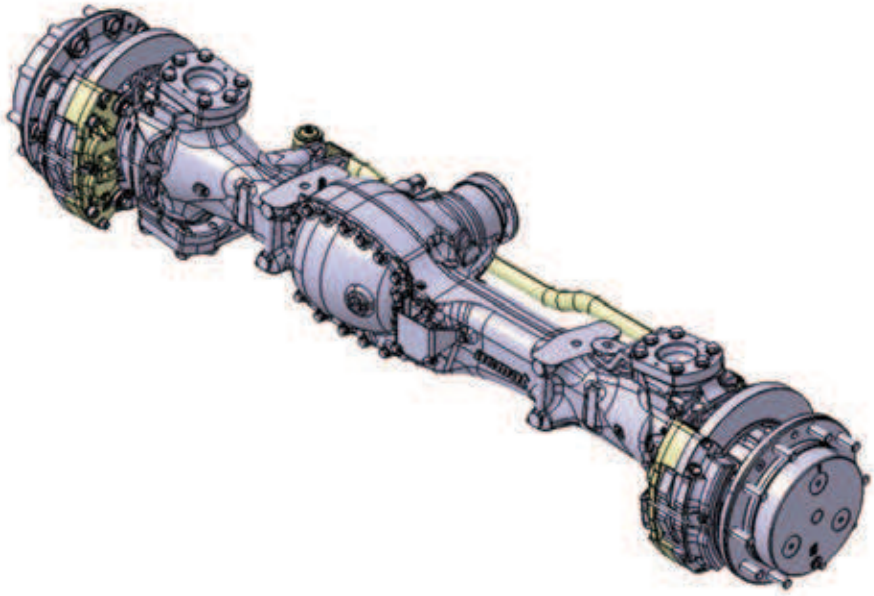

Figure 2 - Pont moteur et directeur TANGO (société TEXELIS POWER TRAIN)

A.1.2 - Contexte de l'étude

Figure 3 – Photo du *SHERPA*

Afin d'étendre son offre de produits et répondre à un besoin pour l'armée française, la société TEXELIS POWER TRAIN a décidé de **rendre son pont TANGO modulaire** pour pouvoir l'implanter sur de nouveaux types de véhicules.

Il faut pour cela permettre au pont TANGO :

- d'admettre plusieurs rapports de réduction,
- d'assurer une adaptation de la largeur de l'essieu,
- de permettre une accroche modulaire pour s'intégrer sur plusieurs types de suspensions et châssis de véhicules.

Ainsi il est envisagé de proposer une variante du produit adaptée à un nouveau véhicule de l'armée française : le « SHERPA » produit par la société RENAULT TRUCKS DEFENSE.

Ce véhicule est conçu pour fournir aux forces légères (infanterie, parachutistes, infanterie de marine, sécurité intérieure…) le meilleur compromis mobilité/charge utile de sa catégorie. Outre ses excellentes performances sur route et en tout-terrain, le Sherpa Light est totalement aérotransportable (A400M/C-130), multi-rôle et prêt à recevoir des surblindages (balistique et mines). Le Sherpa Light a déjà été adopté par l'OTAN, la France et d'autres pays.

Le **Document 1** page D2/20 regroupe les caractéristiques principales du Sherpa Light qui seront celles utilisées pour réaliser les calculs nécessaires dans la suite du sujet.

A.2 - Problème étudié

La société TEXELIS, souhaitant proposer son pont moteur et directeur de classe TANGO sur les véhicules de type « SHERPA», doit **reconcevoir le carter central ainsi que la chaîne de transmission de puissance de son pont TANGO** afin de proposer un produit répondant au cahier des charges du client RENAULT TRUCKS DEFENSE.

Afin de diminuer la phase de développement de chaque carter central (si le pont doit être adapté à d'autres véhicules), il est décidé d'étudier la conception d'un carter central modulaire non plus composé d'une seule pièce mais de trois pièces dont la partie centrale serait commune à tous les carters. Ainsi, cette modularité permettrait de :

- rendre le pont TANGO facilement adaptable à plusieurs interfaces de montage et donc à plusieurs véhicules,
- faire varier la largeur de voie du pont TANGO simplement en ne modifiant que la longueur des deux extrémités du pont.

Le principe de cette démarche est illustré sur la Figure 4.

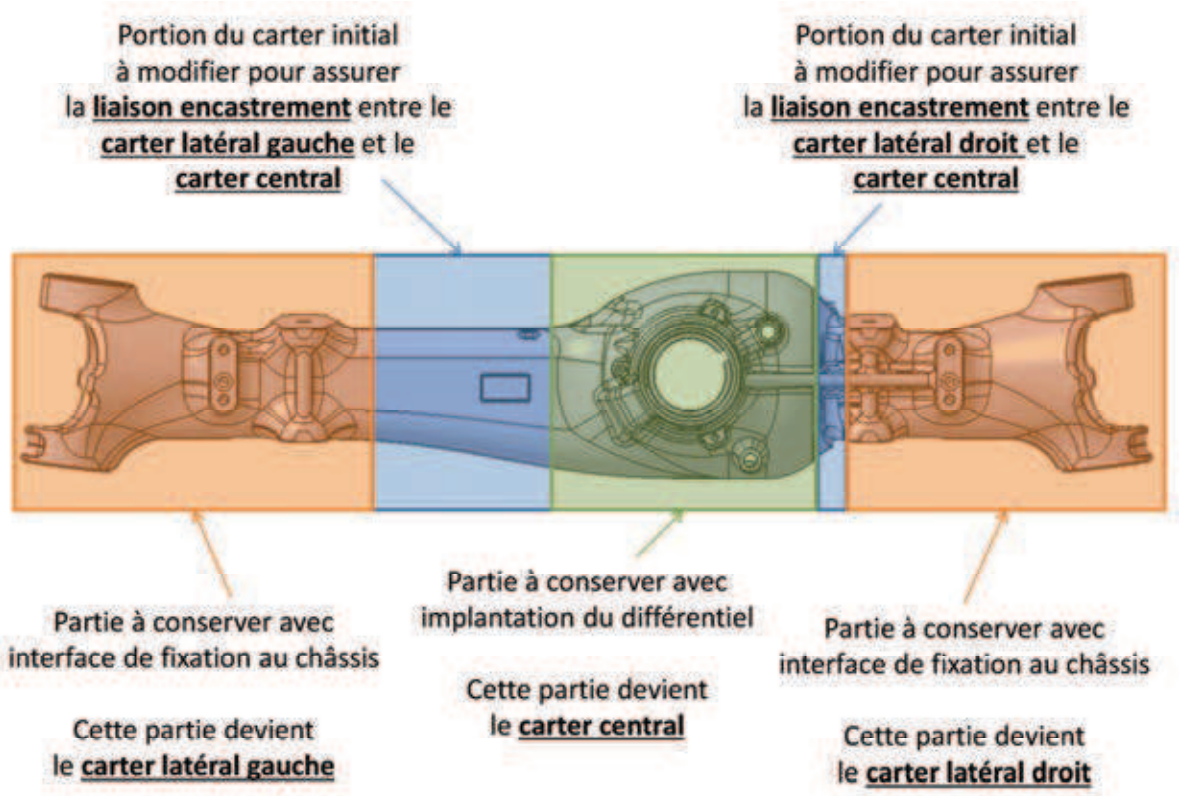

Figure 4 - Principe de la modularité

A.3 - Cahier des charges fonctionnel du pont

Le produit « Pont TANGO » est essentiellement conçu et réalisé par la société TEXELIS POWER TRAIN suivant les éléments du cahier des charges fonctionnel. Le diagramme des exigences est donné en Figure 5.

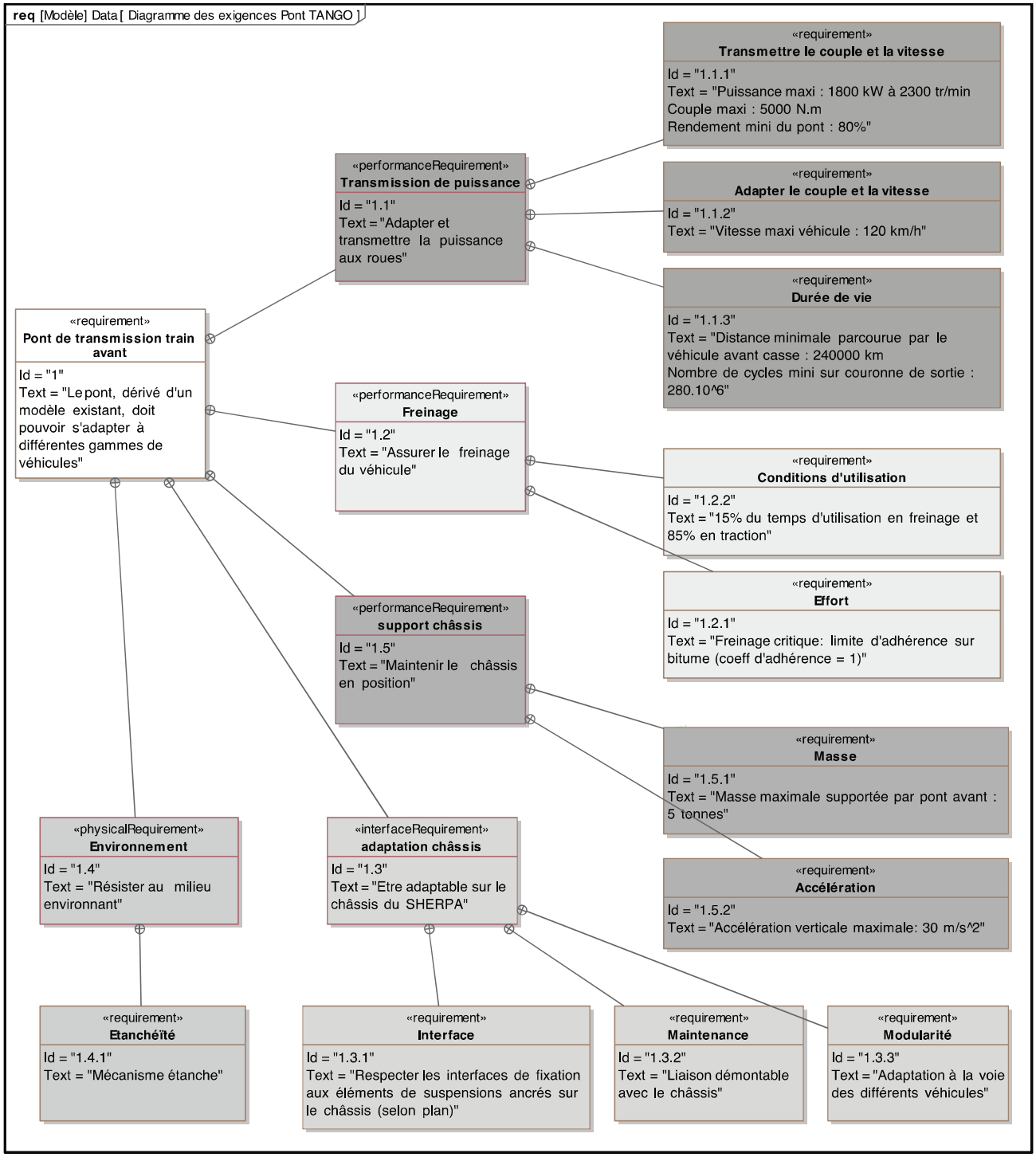

Figure 5 - Diagramme des exigences

Tournez la page S.V.P.

B - Etude de conception en construction mécanique

B.1 - Présentation du travail à rendre

Comme indiqué plus haut en page T1/24, en admettant une durée d'une demi-heure pour la lecture et l'assimilation du sujet, il est vivement conseillé de consacrer entre 2h30 et 3h00 au maximum à la réponse aux questions de la notice et 2h30 et 3h00 au tracé des dessins.

Les réponses seront fournies
<u>uniquement sur les deux documents</u>
présentés ci-dessous.

1 – Notice justificative (partie B.2, 50% de la note globale)

Fournir les réponses sur **le cahier réponse**, de format A3 horizontal, plié, pré-imprimé recto verso.

Les réponses sur feuilles de copies additionnelles ou sur papier de brouillon ne seront pas acceptées.

2 – Dessin d'étude de construction mécanique (partie B.3, 50% de la note globale)

Il est à tracer sur **le calque 1 pré-imprimé de format A3 horizontal**, joint au sujet, **et qui sera à rendre <u>non plié</u>**.

B.2 - Notice justificative

<u>Consignes spécifiques</u>

Sur le cahier réponse, les réponses seront fournies dans les limites des cadres prévus pour chaque question.

Compte tenu de l'interdiction d'utiliser toute calculette, les calculs seront réalisés de manière approchée.

Il sera tenu compte, dans la notation, de la clarté et de la concision des réponses. Les schémas doivent être lisibles, précis, et respecter la normalisation en vigueur.

Les écritures au crayon ne seront pas acceptées. La qualité de l'écriture, de l'orthographe et de la syntaxe sera prise en compte dans l'évaluation.

B.2.1 - Etude de l'exigence 1.5 «Maintenir le châssis en position »

Objectifs de l'étude

L'objectif de cette partie est de dimensionner le nouveau carter modulaire du pont TANGO. Il est pour cela nécessaire d'une part de choisir le matériau adapté à l'obtention de celui-ci et d'autre part de dimensionner la liaison encastrement entre les différents éléments composant le nouveau carter modulaire selon les principes illustrés en Figure 4.

Le dimensionnement doit répondre au cahier des charges fixé par l'exigence 1.5. Le seul chargement à considérer est donc donné par la masse du véhicule lors d'une accélération verticale de 30 m/s².

Hypothèses de l'étude

H1) Le carter est modélisé par une poutre d'axe $\vec{x}_1$ et de section constante. La direction $\vec{y}_1$ représente la direction verticale ascendante.

H2) Il est précisé que les deux suspensions avant du véhicule sont reliées aux deux *interfaces de fixation* du pont TANGO et que ces dernières transmettent les efforts générés par le poids du véhicule et son inertie au pont moteur et donc aux roues et au sol. Les efforts générés par les mécanismes intérieurs au pont (notamment par l'engrènement des pignons) seront négligés devant le poids et les effets d'inertie du véhicule.

Le principe général de fixation du pont rigide par rapport au châssis du véhicule est présenté sur la figure suivante.

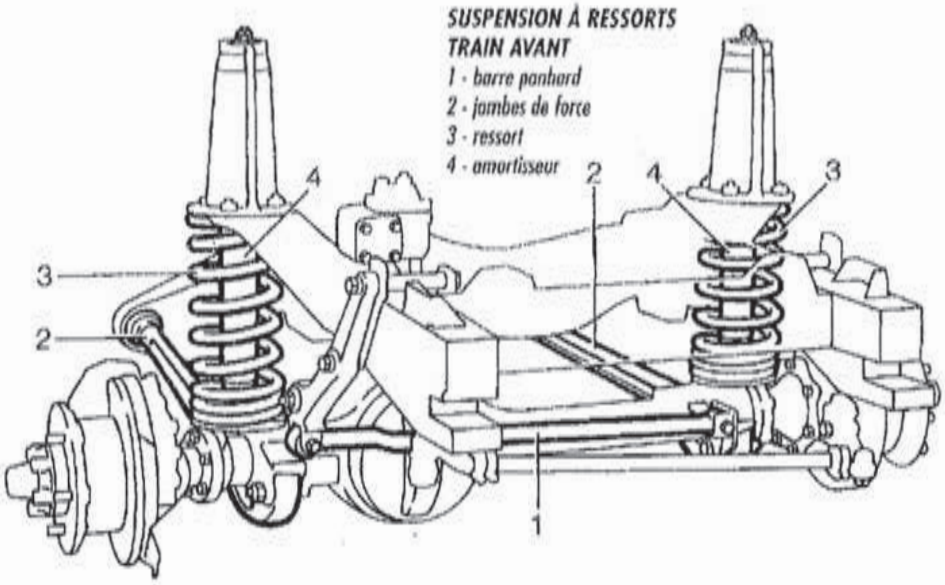

Figure 6 – Principe de fixation d'un pont rigide suspendu

Tournez la page S.V.P.

Le pont rigide est donc relié au châssis (que l'on considère être le bâti pour cette étude) du véhicule par trois types d'éléments :

1) Les deux suspensions composées de ressorts hélicoïdaux (3) et d'amortisseurs (4),
2) La barre « Panhard » (1) montée en liaison rotule avec le châssis et en liaison rotule avec le pont rigide,
3) Les deux jambes de forces (2) montées en liaison rotule avec le châssis et en liaison rotule avec le pont rigide.

Nous obtenons alors le schéma technologique suivant :

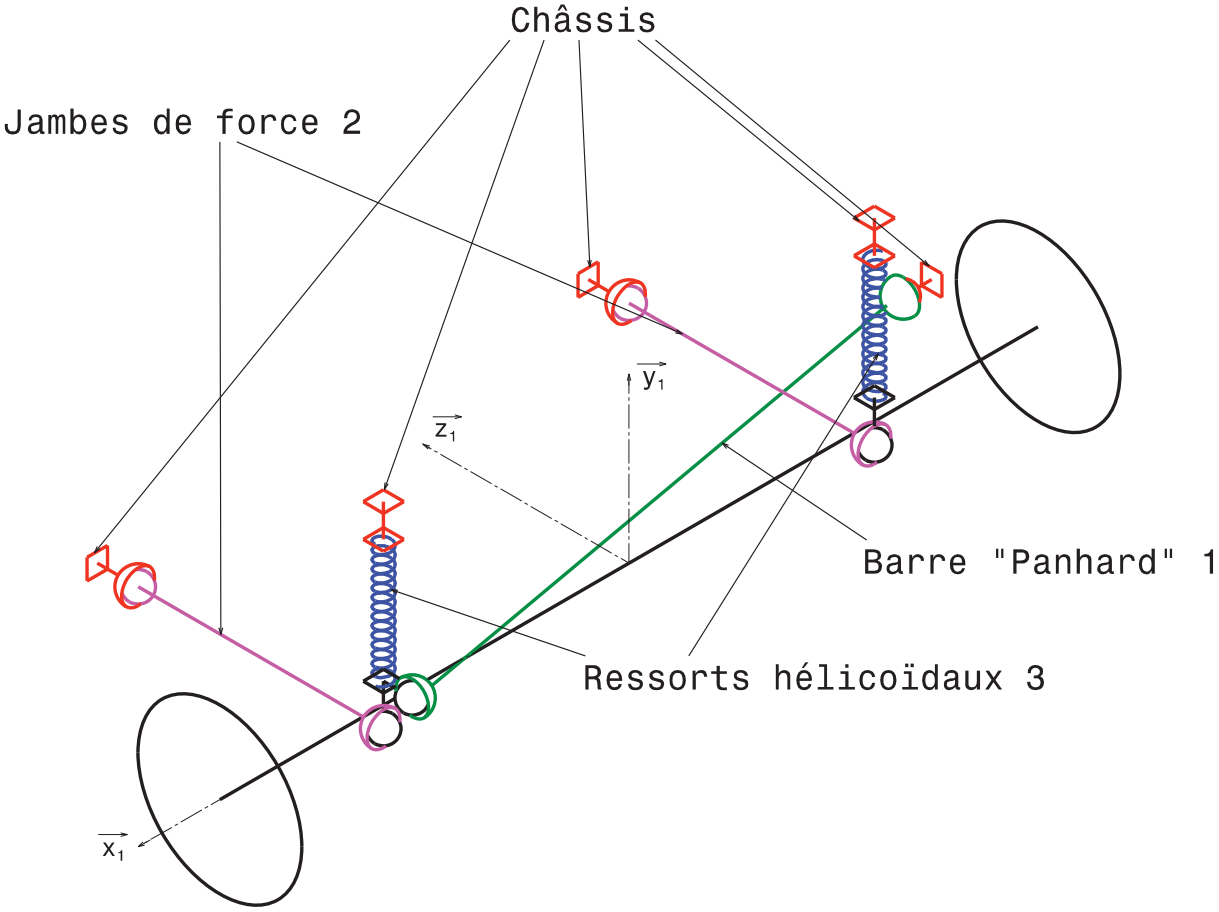

Figure 7 – Schéma technologique de l'interface châssis – pont rigide

Q1 *Inscrire votre réponse dans le* ***cadre R1 de la notice R1/11.***

Dans notre cas d'étude d'une suspension de véhicule par pont rigide, quelles sont les mobilités utiles et <u>souhaitées (indépendamment du système mécanique de suspension utilisé),</u> au nombre de deux, entre le pont rigide et le châssis du véhicule afin de réaliser une suspension cohérente ?

Utiliser les notations d'axes présentées sur la Figure 7.

Q2 *Inscrire votre réponse dans le* ***cadre R2 de la notice R1/11.***

Calculer le degré d'hyperstatisme de l'ensemble {pont rigide + jambes de forces + barre « panhard »} comme proposé sur la Figure 7. Les éléments déformables des suspensions {ressort + amortisseur) ne doivent pas être pris en compte pour ce calcul.

Préciser le nombre de mobilités internes et utiles de l'ensemble étudié.

Afin de dimensionner le carter du pont rigide, nous nous plaçons dans le cas de la sollicitation extérieure la plus défavorable qui correspond à une chute verticale à accélération maximale. En considérant le pont rigide comme une poutre d'axe $\vec{x}_1$, nous obtenons la modélisation présentée sur la figure suivante.

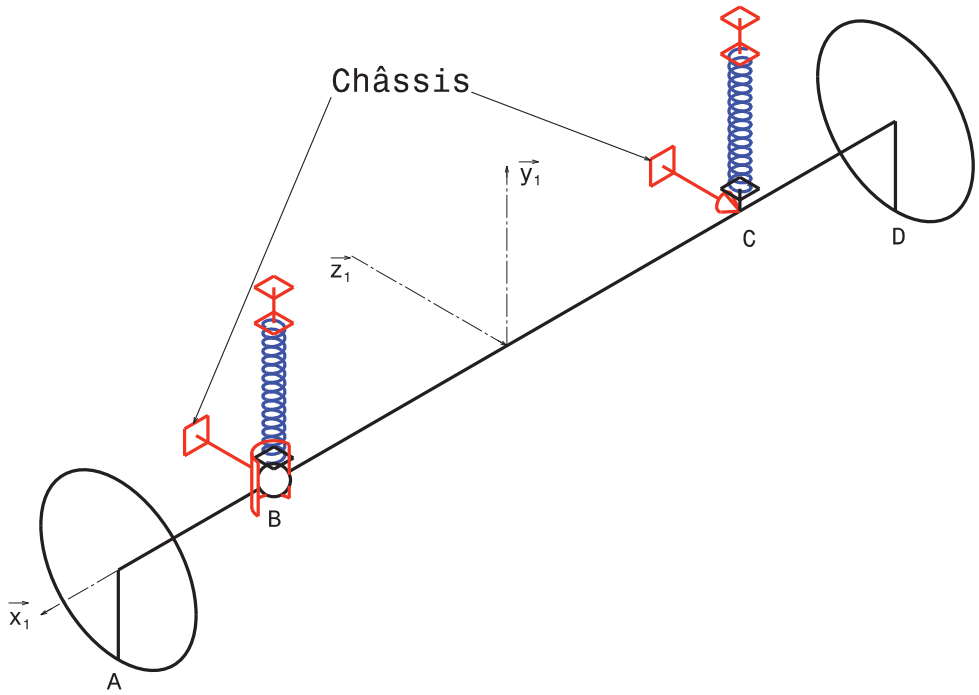

Figure 8 – Modèle mécanique adopté pour le dimensionnement du carter du pont rigide

Les points A et D sont respectivement les points de contact entre le sol et les roues et les points B et C sont les centres des liaisons entre le châssis et le pont rigide.

Q3 *Inscrire votre réponse dans le* ***cadre R3 de la notice R1/11.***

Représenter sur le schéma fourni les actions mécaniques extérieures s'exerçant sur l'ensemble « pont TANGO + roues ». Pour cela utiliser le code couleur suivant :

- actions mécaniques exercées par le châssis sur le pont rigide : en rouge,

- actions mécaniques exercées par les ressorts de suspension sur le pont rigide : en bleu,

- actions mécaniques exercées par le sol sur le pont rigide : en vert.

A quel(s) type(s) de sollicitation(s) dans la poutre ces actions mécaniques conduisent-elles ?

Q4 *Inscrire votre réponse dans le* ***cadre R4 de la notice R2/11.***

Si l'on considère une position extrême des suspensions dans le cas d'un « croisement de ponts » (voir le Document 3 page D3/19), l'ensemble « pont TANGO + roues » subit une sollicitation de flexion trois points. Représenter alors les différentes actions mécaniques agissant sur cet ensemble dans cette configuration.

Nous considérons pour cela que le ressort de suspension ancré en B est totalement déchargé et ne génère aucun effort sur le pont rigide.

Q5 *Inscrire votre réponse dans le* ***cadre R5 de la notice R2/11.***

On dispose d'une maquette numérique du pont TANGO. Pour pouvoir réaliser un calcul de dimensionnement à la limite élastique, quelle(s) est(sont) la(les) grandeur(s) géométrique(s) caractéristique(s) que l'on doit extraire de la maquette numérique dans le cas de la sollicitation de la question Q4 ? Représenter la(les) grandeur(s) nécessaire(s) sur la figure du cadre R5 de la notice R2/11 et justifier votre choix.

Le calcul du torseur de cohésion pour ce modèle permet d'obtenir les résultats présentés en **Document 4** page D4/19. Seules les composantes non nulles du torseur de cohésion sont représentées.

Q6 *Inscrire votre réponse dans le* ***cadre R6 de la notice R3/11.***

Sachant que les moments quadratiques de la poutre sont respectivement $I_{G\vec{y}}$ = 0,000012 m^4 et $I_{G\vec{z}}$ = 0,000019 m^4 et que la poutre possède une hauteur quasiment constante de 160 mm, déterminer la valeur de la contrainte normale maximale σ_{xx} dans la poutre.

Donner votre réponse en MPa.

Quel que soit le résultat proposé précédemment, **<u>on adoptera dans la suite une contrainte normale maximale σ_{xx} de 280 MPa</u>**. Lors de la conception du carter, on souhaite obtenir une pièce qui ne subit aucune déformation plastique lors d'une sollicitation maximale, et ce avec un coefficient de sécurité de 1,5.

Q7 *Inscrire votre réponse dans le* ***cadre R7 de la notice R3/11.***

Compte tenu du critère énoncé, proposer un choix de fonte FGS adaptée pour réaliser le carter.

Justifier votre réponse à l'aide du Document 5 page D5/19.

On considère pour la suite de l'étude que l'ensemble des vis ou boulons utilisés pour réaliser le maintien en position de chacune des liaisons encastrement entre le carter central et les carters latéraux du pont TANGO doivent générer un effort presseur d'environ 1600 kN afin d'assurer une résistance mécanique suffisante et une étanchéité satisfaisante du carter assemblé.

La visserie utilisée à un diamètre nominal de 16 mm et une classe de qualité de type 10.9.

Q8 *Inscrire votre réponse dans le* ***cadre R8 de la notice R3/11.***

Utiliser les Documents 6 et 7 page D6/19 pour déterminer les grandeurs mécaniques caractéristiques des vis ou boulons utilisés (diamètre 16 mm et qualité 10.9).

En considérant que chaque vis exerce un effort presseur générant une contrainte normale égale à 90% de sa limite élastique, déterminer le nombre de vis nécessaire pour réaliser un maintien en position correct.

Q9 *Inscrire votre réponse dans le* ***cadre R9 de la notice R3/11.***

Suite au résultat obtenu, il est souhaité mettre en place un coefficient de sécurité de 1,5 sans augmenter le nombre de vis. Quelle solution constructive proposez-vous pour satisfaire cette demande ?

B.2.2 - Etude des exigences 1.1.3 «Durée de vie» et 1.4 «Résister au milieu environnant»

Objectifs de l'étude

Cette partie a pour objectif de vérifier le dimensionnement des roulements réalisant le guidage de l'axe de roue par rapport au châssis. On s'intéresse également aux conditions de bonne conception de ces liaisons. On rappelle que les calculs demandés sont à faire de manière approchée.

Hypothèses de l'étude

H1) Les liaisons sont réalisées par des montages de roulements à rouleaux coniques montés « en O ». Bien que ce ne soit pas le cas dans la réalité, dans le cadre du pré-dimensionnement de ces liaisons, on fera l'hypothèse qu'il n'y a pas de précontrainte initiale sur les roulements. Pour obtenir l'effort $\overrightarrow{F_{sol}}$ imposé par le sol sur le pneumatique, on se placera dans le cas le plus défavorable en prenant la masse du véhicule la plus grande possible indiquée dans le cahier des charges. On suppose également que le poids correspondant se répartit de manière équitable sur chacun des pneumatiques.

H2) Le modèle utilisé pour le calcul est présenté sur le **Document 8** page D7/19. Pour simplifier les calculs, il est proposé d'arrondir les dimensions au centimètre le plus proche. Des valeurs utiles aux calculs et des extraits d'une documentation constructeur sont également proposés en **Documents 9** à **15** page D7/19 à D10/19.

H3) L'axe du pivot de roue est noté CD, l'axe de roue est noté AB. On suppose que le véhicule roule tout droit et que dans cette position, l'axe de rotation la roue $(O, \vec{z})$ est perpendiculaire à la vitesse de déplacement du véhicule $\vec{x}$. L'effort du sol sur le pneumatique, noté $\overrightarrow{F_{sol}}$, est supposé vertical, exercé au point I situé dans le plan de

Tournez la page S.V.P.

symétrie du pneumatique. Ce point I est également situé sur l'axe du pivot de roue. De ce fait, l'axe CD doit être incliné de 7°. Cette inclinaison permet de définir le repère $(\vec{a}, \vec{r}, \vec{x})$ et les projections F^a_{sol} et F^r_{sol} dans ce repère.

H4) Les roulements constituant la liaison entre l'ensemble « roue » (pneumatique + jante + pièces de fixation) et l'axe de roue doivent être dimensionnés en fonction de la charge dynamique. Les roulements constituant la liaison « pivot de roue » entre l'axe de la roue et le châssis du véhicule doivent être dimensionnés en fonction de la charge statique.

> ***Q10*** *Inscrire votre réponse dans le* ***cadre R10 de la notice R4/11.***
>
> ***Expliquer ce qui justifie le dernier alinéa des hypothèses (noté H4) pour le dimensionnement des roulements.***

> ***Q11*** *Inscrire votre réponse dans le* ***cadre R11 de la notice R4/11.***
>
> ***Justifier l'intérêt de faire passer l'axe de la pivot de roue par le point I d'application de la force*** $\overrightarrow{F_{\text{sol}}}$.

> ***Q12*** *Inscrire votre réponse dans le* ***cadre R12 de la notice R4/11.***
>
> ***Calculer la valeur des composantes*** F^a_{sol} ***et*** F^r_{sol} ***de*** $\overrightarrow{F_{\text{sol}}}$ ***dans la base*** $(\vec{a}, \vec{r}, \vec{x})$.

Dans la suite de cette partie, on s'intéresse plus particulièrement à la liaison « pivot de roue » *(CD)* entre l'axe de roue et le châssis du véhicule. Les notations adoptées seront les suivantes : F^a_C (respectivement F^r_C, F^x_C) désignera la composante suivant $\vec{a}$ (respectivement $\vec{r}, \vec{x}$) de l'effort extérieur exercé en C. On procèdera de même pour le point D.

> ***Q13*** *Inscrire votre réponse dans le* ***cadre R13 de la notice R4/11.***
>
> ***En isolant l'ensemble {pneumatique + jante + axe de roue}, écrire les équations issues du principe fondamental de la statique appliqué au point C, en projection sur les axes de la base*** $(\vec{a}, \vec{r}, \vec{x})$ ***en fonction des composantes*** F^a_{sol} ***et*** F^r_{sol}, ***et des dimensions*** d_0, d_3 *et* d_4 ***indiquées sur le Document 8 page D7/19.***
>
> ***Peut-on résoudre complètement ? Expliquer pourquoi.***

> ***Q14*** *Inscrire votre réponse dans le* ***cadre R14 de la notice R5/11.***
>
> ***Calculer la valeur des efforts accessibles par les équations de la question précédente.***

Q15 *Inscrire votre réponse dans le* ***cadre R15 de la notice R5/11.***

A partir d'une mesure sur les plans et des documents, déterminer les dimensions (d, D, T) ***des roulements utilisés pour le guidage de la liaison pivot de roue.***

En utilisant la démarche « constructeur » présentée en Document 14 page D9/19 et Document 15 page D10/19, déterminer dans quel cas (« conditions de charge » dans le Document 15) se situe le système étudié.

Calculer alors la valeur de chacun des efforts axiaux et radiaux en C et D.

En déduire quel est le roulement le plus sollicité.

Q16 *Inscrire votre réponse dans le* ***cadre R16 de la notice R5/11.***

Pour ces roulements, indiquer les grandeurs « constructeur » utiles pour le dimensionnement des roulements C et D ainsi que les valeurs correspondantes.

En déduire le coefficient de sécurité théorique pour le dimensionnement du roulement le plus sollicité.

B.2.3 - Etude de l'exigence 1.2 « Assurer le freinage du véhicule »

Objectifs de l'étude

L'objectif de cette partie est de déterminer les conditions dimensionnantes vis à vis du freinage du véhicule, et de les utiliser pour choisir les systèmes de freinage à installer sur le pont TANGO.

Hypothèses de l'étude

H1) Les suspensions du véhicule sont considérées comme rigides.

H2) Le couple maximal de freinage est considéré comme étant le couple conduisant au glissement des roues du véhicules par rapport au sol dans des conditions d'adhérence optimales fournissant un coefficient d'adhérence roue / sol le plus grand possible.

H3) On s'intéresse au modèle présenté en **Document 16** page D11/19. Le problème est traité dans le plan $(G, \vec{x}, \vec{y})$. On suppose que le véhicule avance avec une vitesse positive dans la direction $\vec{x}$. On suppose de plus qu'il est en phase de freinage, donc de décélération.

Notations

Le véhicule est constitué du châssis **1** et des essieux avant **2** et arrière **3**. Le châssis **1** a pour masse M. G désigne le centre de gravité de l'ensemble {**1**+**2**+**3**}. La

Tournez la page S.V.P.

vitesse du véhicule en G est notée $\overrightarrow{V_{G\in 1/0}} = V_{10}\vec{x}$, avec V_{10} positive. On note $\overrightarrow{\Gamma_{G\in 1/0}} = A_{10}\vec{x}$ l'accélération de G appartenant au véhicule par rapport au sol, avec A_{10} négative. L'ensemble **2** supposé rigide est constitué de l'essieu avant, d'axe $(O_2, \vec{z})$ et des roues avant de rayon R, lesquelles sont en contact avec le sol en I_2. On note m la masse et J le moment d'inertie par rapport à l'axe $(O_2, \vec{z})$ de l'ensemble **2**. On note θ_2 l'angle de rotation de **2** par rapport à **0** autour de $(O_2, \vec{z})$. L'ensemble **3** supposé rigide est constitué de l'essieu arrière, d'axe $(O_3, \vec{z})$ et des roues arrière de rayon R qui sont en contact avec le sol en I_3. On note m la masse et J le moment d'inertie par rapport à l'axe $(O_3, \vec{z})$ de l'ensemble **3**. On note θ_3 l'angle de rotation de **3** par rapport à **0** autour de $(O_3, \vec{z})$. Les distances sont telles que $\overrightarrow{I_2G} = -e_2\,\vec{x} + h\,\vec{y}$ et $\overrightarrow{I_3G} = e_3\,\vec{x} + h\,\vec{y}$.

L'effort exercé par le sol sur les roues avant en I_2 est noté $\overrightarrow{R_{02}}$ et celui exercé sur les roues arrière en I_3 est noté $\overrightarrow{R_{03}}$. Ces efforts sont tels que :

$$\overrightarrow{R_{02}} = T_{02}\,\vec{x} + N_{02}\,\vec{y}$$

$$\overrightarrow{R_{03}} = T_{03}\,\vec{x} + N_{03}\,\vec{y}$$

Le coefficient de frottement et d'adhérence entre le sol et les pneumatiques est noté f. Sa valeur est supposée être comprise dans la fenêtre [0, 1]. g désigne l'accélération de la pesanteur.

On note C_{f12} et C_{f13} les moments « de freinage » exercés par les dispositifs de freinage sur les ensembles {essieu + roues avant} **2** et {essieu + roues arrières} **3** respectivement.

Détermination de l'action mécanique de freinage maximal

Afin de déterminer l'action mécanique dimensionnante, on peut passer par les équations suivantes :

$$(M + 2m)A_{10} = T_{02} + T_{03} \qquad (1)$$

$$(M + 2m)g = N_{02} + N_{03} \qquad (2)$$

$$0 = e_2\,N_{02} + h\,T_{02} + h\,T_{03} - e_3\,N_{03} \qquad (3)$$

$$J\,\ddot{\theta}_2 = C_{f12} + R\,T_{02} \qquad (4)$$

$$J\,\ddot{\theta}_3 = C_{f13} + R\,T_{03} \qquad (5)$$

$$V_{10} = -R\,\dot{\theta}_2 \qquad (6)$$

$$V_{10} = -R\,\dot{\theta}_3 \qquad (7)$$

$$|T_{02}| = f\,|N_{02}| \qquad (8)$$

$$|T_{03}| = f\,|N_{03}| \qquad (9)$$

Q17 *Inscrire votre réponse dans le* ***cadre R17 de la notice R6/11.***

Donner le signe supposé de N_{02} et de N_{03}. Justifier votre réponse.

Donner le signe supposé de T_{02} et T_{03}. Justifier votre réponse.

Tracer sur le schéma les forces extérieures au système {1+2+3}.

Q18 *Inscrire votre réponse dans le* ***cadre R18 de la notice R6/11.***

Donner très précisément l'origine de chacune des équations (1), (3), (5), (7) et (9) ci-dessus.

Q19 *Inscrire votre réponse dans le* ***cadre R19 de la notice R7/11.***

A partir des équations (1), (2), (3), (8) et (9), donner l'expression de A_{10}, N_{02}, N_{03} en fonction de M, m, f, g, e_2, e_3, h.

Q20 *Inscrire votre réponse dans le* ***cadre R20 de la notice R7/11.***

Indiquer la condition à respecter entre e_2, h, et f pour que N_{02} et N_{03} gardent le même signe.

En déduire quelle est la valeur de f qui provoque le cas le plus défavorable pour le respect de la condition précédente.

Cette condition vous semble-t-elle facile à assurer sur le plan de la conception ?

Q21 *Inscrire votre réponse dans le* ***cadre R21 de la notice R7/11.***

Déduire des équations précédentes l'expression de C_{f12} en fonction de g, M, m, J, f et des dimensions du problème. Dans le cadre réponse, on présentera le résultat sous la forme suivante :

$$C_{f12} = J\,(\quad \ldots \quad) + (M + 2m)(\quad \ldots \quad)$$

en explicitant les expressions qui sont à la place des points de suspension.

Procéder de même pour C_{f13}.

Le **Document 17** page D11/19 donne le tracé adimensionné de C_{f12} et C_{f13} en fonction du coefficient *f*. Les valeurs réelles des couples ont été divisées par la valeur maximale obtenue afin de fournir des courbes adimensionnées.

Q22 *Inscrire votre réponse dans le* ***cadre R22 de la notice R8/11.***

Que se passe-t-il en f=0 ?

Quelle est la valeur de f qui provoque le freinage le plus déséquilibré entre l'avant et l'arrière ? Interpréter ce résultat.

Déduire la valeur de f qui permettra d'obtenir le couple de freinage maximal sur les roues avant. De même pour les roues arrière.

Q23 *Inscrire votre réponse dans le* ***cadre R23 de la notice R8/11.***

Utiliser les résultats précédents pour donner la valeur numérique du couple de freinage maximal sur l'une des roues avant et sur l'une des roues arrière.

Détermination du dispositif pneumatique nécessaire

Compte tenu des approximations faites, quels que soient les résultats obtenus précédemment, on considèrera dans la suite que la valeur dimensionnante du couple de freinage nécessaire sur chacune des roues est 33000 N.m.

Q24 *Inscrire votre réponse dans le* ***cadre R24 de la notice R8/11.***

A l'aide de la documentation constructeur proposée en Document 19 page D12/19 et Document 20 page D13/19, indiquer tous les dispositifs de freinage permettant d'obtenir le couple de freinage désiré.

On rappelle la relation suivante : pour un disque de frein, le couple de freinage obtenu vaut, pour un effort presseur N:

$$C_f = \frac{2}{3}\mu\, n\, N\, \frac{R_{\text{ext}}^3 - R_{\text{int}}^3}{R_{\text{ext}}^2 - R_{\text{int}}^2} \approx \mu\, n\, N\, \frac{R_{\text{ext}} + R_{\text{int}}}{2}$$

où μ est le coefficient de frottement entre les surfaces, n est le nombre de surfaces de contact, et R_{ext} et R_{int} désignent les diamètres extérieur et intérieur de la surface de contact. On supposera $\mu = 0{,}2$ dans la suite. Pour les questions qui suivent, on ne s'intéresse qu'au dispositif 329DBA dont les caractéristiques sont données dans les Documents 19 page D12/19 et 20 page D13/19.

Q25 *Inscrire votre réponse dans le* ***cadre R25 de la notice R8/11.***

Pour le dispositif de freinage 329DBA, donnez une valeur approximative de R_{ext}, R_{int} ***et*** n ***d'après la documentation.***

En déduire la valeur de l'effort presseur N nécessaire pour appliquer le couple C_f.

Dans la suite, on utilisera la valeur suivante pour l'effort presseur : N = 180000 N.

Sur les dispositifs présentés dans les **Document 19** page D12/19 et **Document 20** page D13/19, l'effort presseur est en fait exercé par des éléments élastiques ; la fonction de la pression du fluide est d'opérer le desserrage du système serré par les éléments élastiques. On estime que la course de desserrage nécessaire est de 20 mm.

Q26 *Inscrire votre réponse dans le* ***cadre R26 de la notice R8/11.***

Compte tenu de l'effort presseur nécessaire, expliquer le choix d'un dispositif par desserrage, en relation avec des considérations sur la sécurité.

Q27 *Inscrire votre réponse dans le* ***cadre R27 de la notice R8/11.***

A partir des données du dispositif 329DBAV, calculez la valeur de la surface des pistons nécessaire pour obtenir l'effort de desserrage lié à la course. On pourra faire l'hypothèse que la force élastique est constante pendant le desserrage.

En déduire la pression de desserrage nécessaire.

Conclure sur le type d'énergie utilisable pour ce type de système.

Justifier votre réponse

B.2.4 - Etude de l'exigence 1.1.2 « Adapter le couple et la vitesse »

Objectifs de l'étude

Cette étude concerne l'architecture globale de la réduction finale implantée à chaque extrémité du pont TANGO et en particulier la validation du choix de certaines solutions constructives ainsi que leur dimensionnement.

Hypothèses de l'étude

La puissance délivrée par le moteur thermique est transmise au pont TANGO par l'intermédiaire d'une boîte de vitesse ALLISON S2500 et d'une boîte de transfert AXELTECH T232 dont les principales caractéristiques techniques sont fournies sur le **Document 1** page D2/19. La puissance chemine alors dans le pont tango jusqu'aux roues via un **engrenage conique (couple conique)**, un différentiel et une réduction finale présentée sur le **plan 1** (voir Figure 9) et dont la nomenclature est fournie dans le **Document 26** page D19/19.

On notera que le **plan 1** fourni représente la réduction finale du pont pour les camions « RENAULT MIDLUM » et non pour les véhicules « SHERPA LIGHT ».

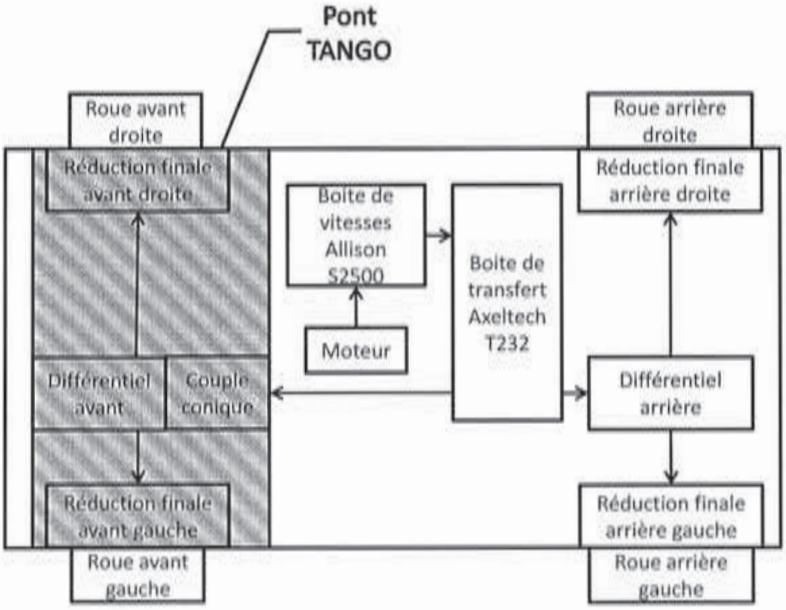

Figure 9 - Cheminement de la puissance entre le moteur et les roues du SHERPA

H1) L'ensemble des éléments composant la chaine de transmission de puissance est dimensionné dans l'objectif de transmettre toute la puissance disponible aux roues du véhicule en conditions extrêmes. Dans ces conditions, et vu l'architecture de transmission de puissance adoptée, il est considéré que 50% de la puissance disponible puisse être acheminée à une roue avant via le pont TANGO étudié ou 50% à une roue arrière. Ainsi la boîte de transfert répartit la puissance du moteur à 50% entre l'essieu avant et l'essieu arrière puis chaque différentiel de pont peut envoyer toute la puissance disponible sur l'essieu à la roue gauche ou la roue droite via un système de blocage de différentiel.

H2) Une pré-étude a permis de sélectionner un jeu de pignons pour le couple conique en entrée du pont TANGO. Ainsi les pignons (voir **Document 23** page D16/19) composant le couple conique à denture droite pyramidale doivent respectivement posséder 15 et 28 dents.

H3) Il est admis que le rendement global de la chaîne de transmission de puissance entre le moteur et la roue est de l'ordre de 60%.

Q28 *Inscrire votre réponse dans le* ***cadre R28 de la notice R9/11.***

En utilisant les données techniques du véhicule fournies sur le Document 1 page D2/19, déterminer le rapport de réduction nécessaire dans les réductions finales du pont TANGO pour atteindre la vitesse maximale du véhicule en considérant que le moteur fonctionne alors à son régime nominal.

Quelle est alors la vitesse minimale du véhicule lorsque le moteur de ce dernier fonctionne à son régime nominal, lui permettant de fournir sa puissance maximale ?

Toujours dans la configuration de fonctionnement à vitesse minimale du véhicule et couple maximal du moteur, quel couple théorique peut être transmis à une roue avant ?

La question suivante a pour objectif de déterminer le couple réel transmis à la roue.

Q29 *Inscrire votre réponse dans le* ***cadre R29 de la notice R9/11.***

Ecrire la relation liant la puissance disponible au moteur et la puissance réelle à la roue en fonction du rendement global de la transmission (η_{trans}), des couples et vitesses réels de rotation du moteur (C_{mot} et ω_{mot}) et des couples et vitesses réels de rotation de la roue (C_{roue} et ω_{roue}).

En utilisant la relation cinématique liant ω_{mot} et ω_{roue} déterminer la relation entre C_{mot} et C_{roue}.

Les questions suivantes ont pour but de déterminer l'architecture la plus adaptée pour réaliser la réduction finale avant chaque roue du véhicule.

Dans un premier temps, une architecture de réducteur à un étage et à axes fixes est étudiée. Pour la suite des calculs la valeur du couple maximal transmis à la roue sera prise égale à 9000 N.m.

Tous les engrènements étudiés seront considérés à denture droite.

Afin de ne pas gêner le montage de la roue sur la réduction finale, cette dernière doit être logée dans une zone cylindrique de diamètre 255 mm.

Q30 *Inscrire votre réponse dans le* ***cadre R30 de la notice R10/11.***

En utilisant le modèle poutre d'une dent d'engrenage défini sur le Document 21 page D14/19, donner l'expression du module de denture minimum que doit avoir le couple de pignons d'un réducteur à un étage et à axes fixes assurant la réduction finale. On indique que le matériau utilisé possède une résistance élastique après traitements thermiques de 1200 MPa, que le coefficient de largeur de denture K est choisi égal à 20 et que le nombre minimal de dents pour un pignon est de 20.

Calculer la valeur numérique du module de denture minimum.

Q31 *Inscrire votre réponse dans le* ***cadre R31 de la notice R10/11.***

Peut-on assurer le rapport de réduction finale déterminée à la question Q28 avec un réducteur à un étage et à axes fixes dans le volume donné ? Expliquer.

Q32 *Inscrire votre réponse dans le* ***cadre R32 de la notice R10/11.***

Justifier alors la solution constructive donnée sur le plan 1 (utilisation d'un train épicycloïdal) pour assurer la réduction finale.

Désormais, nous nous intéressons au dimensionnement des composants du train épicycloïdal.

Q33 *Inscrire votre réponse dans le* ***cadre R33 de la notice R11/11****.*

Le système utilisé possède trois entrées/sorties que l'on peut relier à n'importe quel élément du pont TANGO. Pourquoi la solution technique proposée sur le plan 1, modélisée par le Document 22 page D15/19 et dans laquelle l'entrée est assurée par la pièce 1, la sortie est assurée par la pièce 4 et la pièce 3 est bloquée a-t-elle été choisie par le constructeur ?

Pour des raisons techniques de montage sur l'arbre de transmission, le planétaire 107 (voir plan 1) possède 34 dents.

Q34 *Inscrire votre réponse dans le* ***cadre R34 de la notice R11/11****.*

En utilisant la formule donnée sur le Document 22 page D15/19 et le résultat de la réponse à la question Q28, déterminer le nombre de dents de la couronne pour satisfaire le cahier des charges.

Q35 *Inscrire votre réponse dans le* ***cadre R35 de la notice R11/11.***

Les pignons à denture droite utilisés dans le train épicycloïdal possèdent tous un module de denture de 3 mm. Pourquoi tous les pignons du train doivent-ils avoir le même module de denture ?

Q36 *Inscrire votre réponse dans le* ***cadre R36 de la notice R11/11.***

La valeur du couple transmis aux roues est toujours de 9000 N.m. En considérant que l'engrènement le plus sollicité du train épicycloïdal se situe entre le planétaire d'entrée 107 et un satellite 108, déterminer le nombre de satellites nécessaire pour satisfaire le cahier de charges.

B.3 - Dessin d'étude de construction mécanique

Consignes spécifiques

Pour cette partie de l'étude, il est demandé de compléter le **calque 1** fourni avec le sujet.

B.3.1 - Présentation du support de travail

Cette partie de l'étude a pour objectif de proposer une solution constructive à la mise en place d'un carter de pont TANGO modulaire comme présenté au paragraphe B.2.1.

Pour cela il est demandé au candidat de travailler sur trois zones particulières du pont TANGO qui sont (voir Figure 10) :

- la **zone de conception 1** du **calque 1** qui est destinée à :
  - la conception du guidage en rotation et à l'implantation du différentiel **2** dans le carter central **45a**. La solution proposée devra permettre de régler la précharge des roulements à rouleaux coniques.
  - la conception d'une partie du carter **45a** qui doit être une pièce moulée.
- la **zone de conception 2** du **calque 1** qui est destinée à la conception de la liaison encastrement entre la couronne du couple conique **47** et le boitier du différentiel **2**. Cette liaison devra permettre le réglage de la position axiale de la couronne **47** afin d'assurer un engrènement correct entre les deux pignons du couple conique.
- la **zone de conception 3** du **calque 1** qui est destinée à la conception de l'encastrement entre le carter latéral gauche **45b** du pont TANGO et le carter **45a**.

Il est rappelé que le **calque 1** est à l'échelle 1:3.

B.3.2 - Consignes spécifiques aux travaux graphiques

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.

Les principales conditions fonctionnelles relatives aux liaisons représentées seront clairement indiquées en respectant les règles normalisées AFNOR.

Les éléments normalisés dessinés par le candidat autres que ceux fournis dans le sujet, seront dessinés approximativement en respectant au mieux leurs proportions.

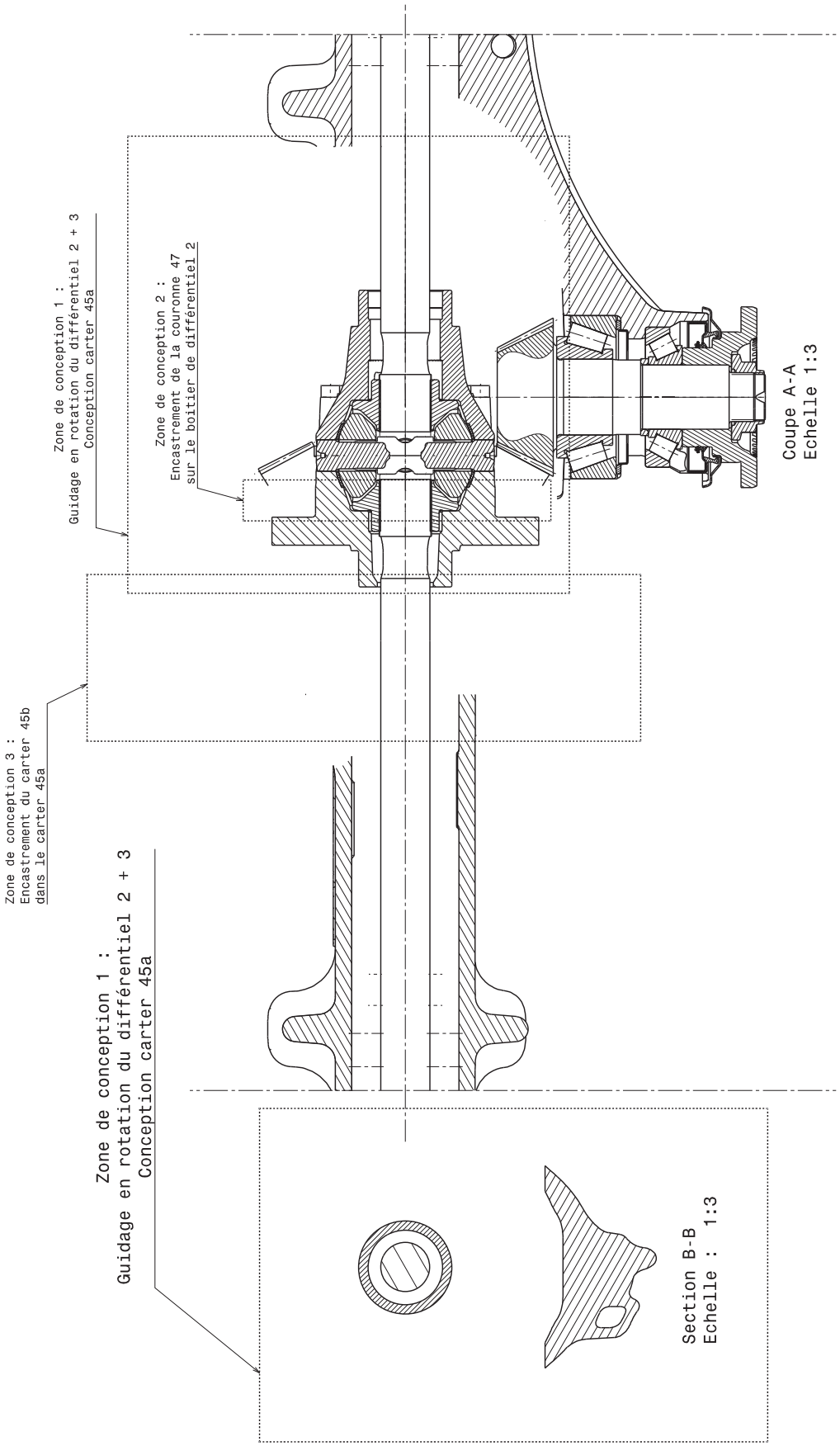

Figure 10 - Illustration des zones de conception

B.3.3 - Conception du guidage en rotation du différentiel

Il s'agit ici de concevoir le guidage en rotation du différentiel **2 + 3** du pont TANGO par rapport au carter **45a**. On envisage une solution de type guidage par roulements à rouleaux coniques montés en « X ». Les caractéristiques des roulements sont rappelées sur le **Document 24** page D17/19 et une représentation de ces roulements à l'échelle du **calque 1** (1:3) est donnée.

Données :

Le **Document 23** page D16/19 décrit les étapes du montage des principaux éléments du pont TANGO avant la mise en place des pivots de roue et des réductions finales. Il est rappelé que le montage se réalise en 5 étapes principales :

1) Mise en place de l'arbre d'entrée **46** du différentiel.
2) Mise en place du boitier de différentiel **2 + 3** équipé de ces roulements
3) Montage de l'arbre de transmission de la roue droite par un passage prévu à l'extrémité droite du carter **45a**.
4) Mise en place du carter **45b** sur le carter **45a**.
5) Montage de l'arbre de transmission de la roue gauche par un passage prévu à l'extrémité gauche du carter **45b**..

Position de représentation :

Le mécanisme sera dessiné sur la vue en coupe A-A et la section B-B du pont TANGO définies sur le **calque 1**.

Q37 *Inscrire votre réponse dans la* ***zone de conception 1 du calque 1 de format A3.***

Dessiner « à la main » ou aux instruments, sur la vue prédéfinie, vos propositions de solutions pour :

- assurer le guidage et l'implantation du différentiel 2 + 3 par rapport au carter 45a à l'aide des deux roulements dont les caractéristiques sont données sur le Document 24 page D17/19. Le roulement 32016 est monté sur le palier droit et le roulement 30216 sur le palier gauche.

- permettre le réglage (au montage) de la précharge des deux roulements à rouleaux coniques 32016 et 30216.

- permettre le réglage (au montage) de la position axiale de la couronne 47 du couple conique par rapport au boitier du différentiel 2 afin d'assurer un engrènement correct. Cette dernière sera assemblée à l'aide d'éléments filetés sur le boitier du différentiel.

- permettre une lubrification des éléments roulants et étanchéité vis-à-vis du milieu extérieur. A noter que les étanchéités entre les arbres de roues 16 et 17 et les carters 45a et 45b sont réalisées au plus près des réductions finales et donc à ne pas concevoir sur le calque 1.

- proposer un carter 45a qui doit être une pièce moulée et assurant le montage et le démontage du différentiel.

B.3.4 - Conception de l'encastrement entre le carter latéral gauche 45b et le carter central 45a

Il s'agit ici de concevoir la liaison encastrement assemblant les parties carters **45b** et **45a** du pont TANGO. Les données fournies et calculées aux questions ***Q8*** et ***Q9*** pourront être utilisées. Il est impératif de conserver l'emplacement et la forme des interfaces de fixation au châssis comme indiqué sur le **Document 25** page D18/19.

Données :

Toutes les pièces ou parties de pièces déjà représentées ne doivent pas être modifiées.

Position de représentation :

Le mécanisme sera dessiné sur la vue en coupe A-A et la section B-B du pont TANGO définies sur le **calque 1**.

Q38 *Inscrire votre réponse dans la* ***zone de conception 2 du calque 1 de format A3****.*

Dessiner « à la main » ou aux instruments, sur la vue prédéfinie, vos propositions de solutions pour :

- mettre en position les deux éléments composant le carter suivant les solutions constructives de votre choix,

- maintenir en position les deux éléments composant le carter par assemblage boulonné ou vissé avec vis de type M16,

- conserver la forme et la position de l'interface de montage gauche au châssis présentée sur le Document 25 page D18/19,

- réduire la masse embarquée.