

SESSION 2021

AGRÉGATION CONCOURS EXTERNE

Section : SCIENCES INDUSTRIELLES DE L'INGÉNIEUR

Option : SCIENCES INDUSTRIELLES DE L'INGÉNIEUR
ET INGÉNIERIE MÉCANIQUE

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

Durée : 6 heures

Calculatrice électronique 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.

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

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

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

Tournez la page S.V.P.

A

INFORMATION AUX CANDIDATS

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

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

Concours	Section/option	Epreuve	Matière
EAE	1414A	103	1268

Ce sujet comporte :

Enoncé : 24 pages (pages 1 à 24)

Annexes : 11 pages (annexes 1 à 8)

DR : 3 pages (DR 1 à 3)

1. Introduction

1.1. Présentation du contexte d'étude

Le système *4Control*, représenté *figure 1*, permet de rendre les roues arrière d'un véhicule automobile directrices. Cette technologie développée conjointement par Renault et Renault Sport Technologies garantit plus de maniabilité (en ville notamment), plus de dynamisme et une plus grande précision de conduite.

Un concept identique a déjà été commercialisé par des constructeurs japonais dans les années 80 et 90. Il fut abandonné car sa conception, principalement mécanique, limitait les adaptations aux différents véhicules.

Renault a développé une nouvelle technologie utilisant les informations dynamiques du véhicule.

La technologie utilise les données fournies par l'ABS/ESP pour adapter les paramètres en temps réel. Le système *4Control* utilise ainsi une mécatronique moderne intelligemment adaptée sur l'essieu arrière. Cette technologie est désormais adoptée sur les modèles haut de gamme du constructeur.



Figure 1 : Système *4Control*

1.2. Analyse de l'intérêt du système et définition de la problématique

L'objectif de cette partie est de comprendre pourquoi la société Renault a choisi de lancer l'étude de conception de la technologie 4Control et de définir la problématique.

Le département d'étude « châssis » est systématiquement confronté à un dilemme difficile à résoudre entre la maniabilité et la stabilité du véhicule. Un véhicule à empattement court est maniable mais instable à haute vitesse alors qu'un véhicule à empattement long est stable mais possède un rayon de braquage important le rendant peu maniable. L'idée a été alors de faire varier le rayon apparent de braquage en fonction des conditions d'utilisation du véhicule.

Remarque : les angles de braquage δ_1 et δ_2 représentés en *annexe 1* sont reliés par les conditions géométriques de Jeantaud. Les calculs faisant apparaître ces angles peuvent être exprimés indifféremment en fonction de δ_1 ou δ_2 .

Les angles relatifs à la géométrie d'un véhicule sont donnés en *annexe 2*.

Question 1. À partir de *l'annexe 1*, déterminer analytiquement le rayon de courbure R_1 en fonction des paramètres géométriques δ_1 , V et L .

Une étude similaire montre que les rayons R_2 et R_3 s'exprime sous la forme suivante :

$$R_2=R_3 = \sqrt{\left(\frac{V}{2} - \frac{L}{\tan(\delta_3)-\tan(\delta_1)}\right)^2 + \left(\frac{L}{2} - \frac{L \tan(\delta_1)}{\tan(\delta_3)-\tan(\delta_1)}\right)^2}$$

Les données dimensionnelles sont regroupées dans le *tableau 1* :

L = 2800 mm	$\delta_1 = 30^\circ$
V = 1557 mm	$\delta_3 = 3,5^\circ$ (cas 2) ou $\delta_3 = -3,5^\circ$ (cas 3)

Tableau 1 : Données dimensionnelles du véhicule

On donne les exigences suivantes (*tableau 2*) :

Id 1.1	Rayon de courbure		Diminution > 5 %
Id1.2	Comportement dynamique	Accélération transversale	Réduction de la phase transitoire > 50 %
		Vitesse de lacet	Diminution de 50 % en phase stabilisée
		Angle de dérive	Annulation en phase stabilisée

Tableau 2 : Exigences du cahier des charges pour le véhicule à quatre roues directrices par rapport au véhicule à deux roues directrices

Question 2. En prenant pour référence le cas n°1 (*annexe 1*), calculer la variation de rayon de courbure en % pour les cas 2 et 3 (*annexe 1*). Quel cas améliore la maniabilité grâce au système *4Control* ? Quel cas améliore la stabilité ?

Les courbes de simulation données en *annexe 3* sont issues de publications du chercheur japonais Fukunaga¹ pour un véhicule de référence. Elles sont à la base de la plupart des études de comportement dynamique des véhicules à quatre roues directrices.

Question 3. À partir de ces courbes de simulation, justifier l'amélioration du comportement du véhicule avec un système à quatre roues directrices pour le cas d'un braquage en échelon. On commentera les quatre courbes vis-à-vis des exigences du cahier des charges.

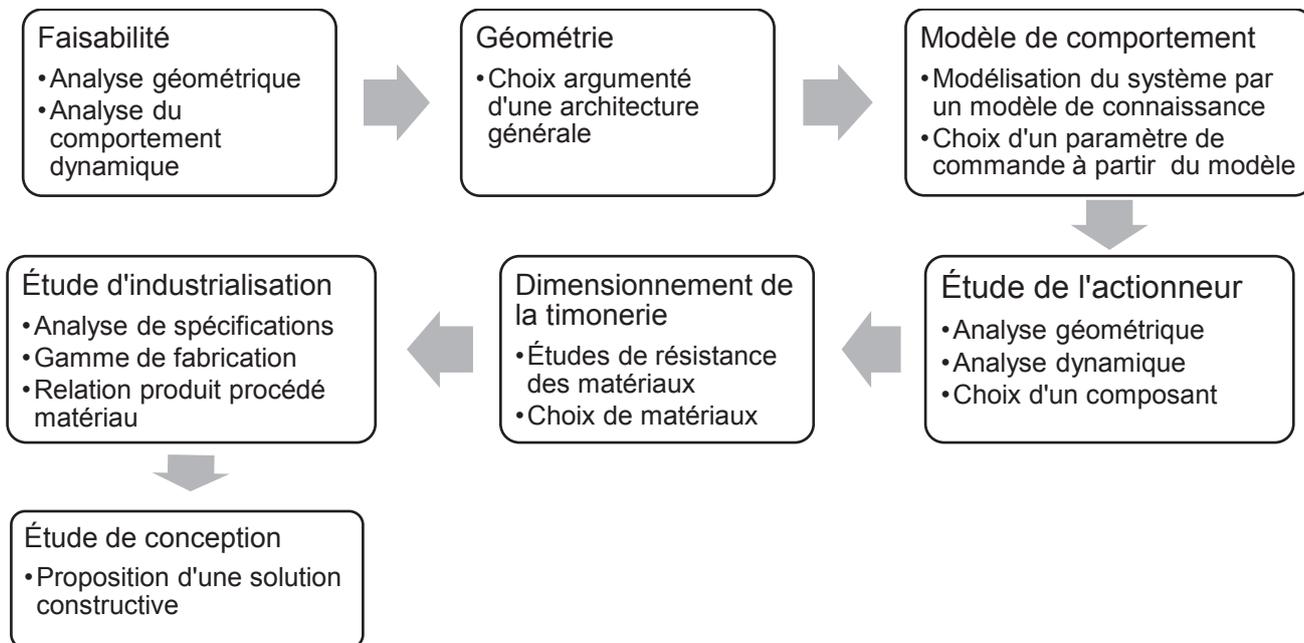
Cette analyse permet de justifier l'étude de la conception d'un système à quatre roues directrices.

La société *Renault* doit donc répondre à la problématique suivante :

« Concevoir et dimensionner un train arrière directeur d'un véhicule de tourisme dans un environnement contraint (encombrement limité, coût et impact environnemental minimal) dans le but d'améliorer le comportement dynamique du véhicule en virage »

La démarche d'étude pour atteindre les objectifs définis par la problématique sera la suivante :

¹ FUKUNAGA Y., IRIE N., KUROKI J., SUGASAWA F., Improved handling and stability using four-wheel steering 11 th International Technical Conference on Experimental Safety Vehicles (ESV), Washington D.C. 1987.



2. Le système dans son environnement

Le système *4Control* nécessite de nombreuses informations pour optimiser son fonctionnement et s'adapter aux différentes situations. La *figure 2* représente l'implantation des différents éléments intervenants dans la gestion du système décrits dans le *tableau 3*.

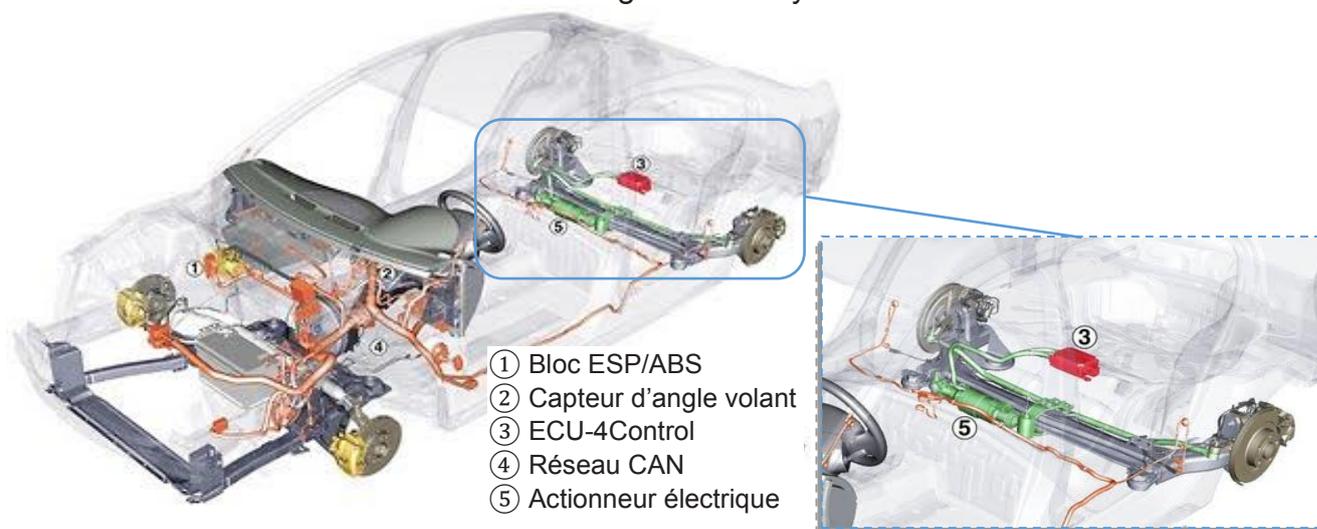


Figure 2 : Implantation du système sur le véhicule

Repères	Éléments
1	Bloc ABS/ESP
2	Capteur angle volant
3	Calculateur <i>4Control</i>
4	Réseau multiplexé (bus CAN)
5	Mécatronique <i>4Control</i>
6	Capteur gyromètre-accéléromètres ESP
7	Capteurs de vitesse roue avant
8	Capteurs de vitesse roue arrière

Tableau 3 : Les différents constituants du système *4Control*

Le calculateur *4Control* utilise principalement les informations suivantes :

- La vitesse du véhicule de référence ;
- L'angle du volant ;
- Le sens de roulage.

Le calculateur *4Control* détermine une consigne de braquage et pilote le système mécatronique pour la réaliser.

Le ou les actionneurs braquent les roues par l'intermédiaire d'un système mécanique à dimensionner.

Question 4. Compléter le diagramme IBD au formalisme SysML modélisant la structure et les flux entre les différents composants décrits précédemment sur le *document DR1*.

Les informations circulant dans le BUS CAN seront différenciées en rouge.

3. Choix de la géométrie du système *4Control*

L'objectif de cette partie est de faire un choix de conception d'une géométrie permettant le braquage des roues arrière.

Pour modifier le moins possible les outillages et en particulier la robotisation du soudage des éléments, le constructeur a décidé de garder la conception générale de l'essieu arrière des modèles à deux roues directrices. Les deux demi-trains sont articulés et pivotent par déformation l'un par rapport à l'autre autour de l'axe Y (*annexe 2*) au centre de torsion (modélisé par une liaison pivot sur les schémas cinématiques). Le système *4Control* devra s'implanter sur cette géométrie définie *figure 3*.

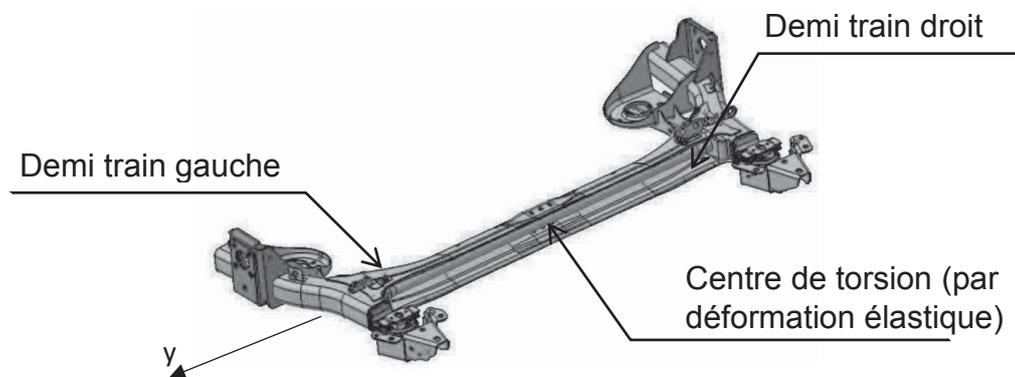
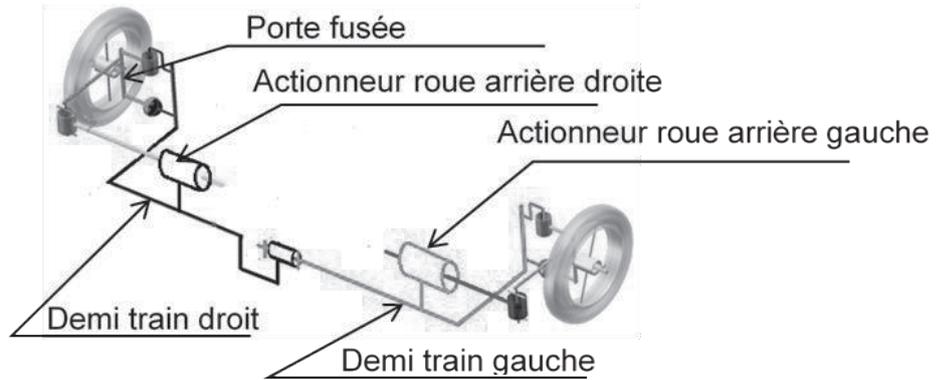


Figure 3 : Essieu à deux roues directrices

Très rapidement, deux solutions ont été envisagées (*figure 4*). Le choix de l'architecture générale du système permettra le dimensionnement des différents éléments de cette chaîne cinématique et le choix des paramètres de commande de l'actionneur.

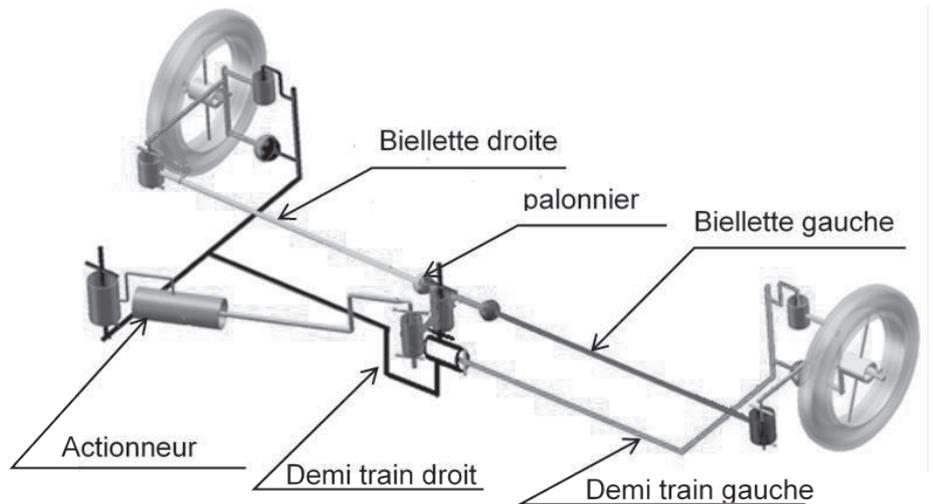
Solution A : Chacun des porte-fusées de roue arrière est actionné par son propre actionneur.



A : Un actionneur par roue

Solution B : Chacun des porte-fusées de roue arrière est actionné par un seul actionneur.

Une timonerie transmet le mouvement de l'actionneur unique aux deux roues.



B : Actionneur unique + timonerie

Figure 4 : Solutions A et B envisagées pour l'architecture générale du système

Question 5. Lister les avantages et inconvénients de chacune des deux solutions en précisant des critères de choix.

Le constructeur a fait le choix d'un actionneur unique. La géométrie est définie sur la maquette numérique représentée figure 5.

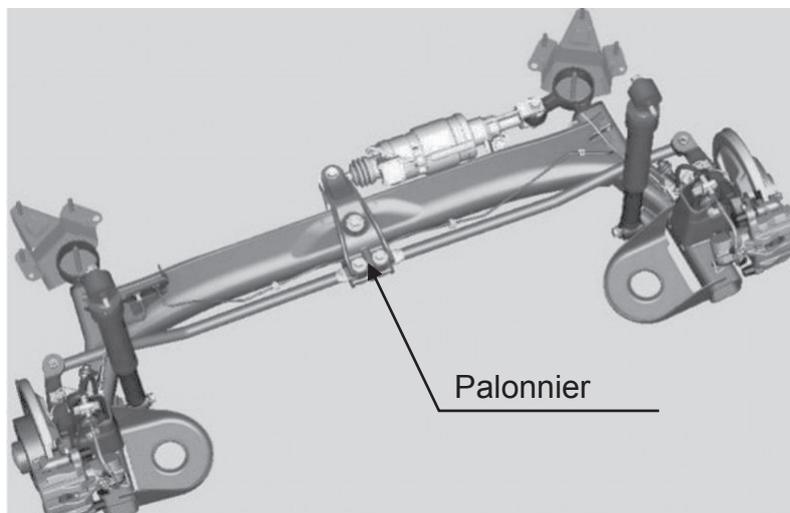


Figure 5 : Implantation du système 4 control sur l'essieu arrière

4. Élaboration d'un modèle de comportement et détermination d'un paramètre de commande pour le dimensionnement de l'actionneur

Les objectifs de cette partie sont de déterminer un paramètre de commande (coefficient de braquage) de l'actionneur de direction des roues arrière à partir d'un modèle de connaissance du comportement dynamique plan du véhicule dans le domaine linéaire et de dimensionner l'actionneur

4.1. Étude dynamique avec un modèle bicyclette

On souhaite analyser le comportement dynamique du véhicule en fonction des différents paramètres géométriques pour un système à deux roues directrices dans un premier temps puis à quatre roues directrices dans un deuxième temps.

Pour cette étude, le constructeur a fait les hypothèses générales suivantes :

- les liaisons sont considérées comme parfaites ;
- le problème est supposé plan du point de vue de la géométrie et des efforts ;
- les pneumatiques sont considérés rigides ;
- les éléments sont considérés indéformables ;
- il y a découplage des trois dynamiques : longitudinale, latérale et verticale ;
- le modèle n'est valable que pour une plage de vitesse limitée : $10 < v_x < 25 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$.

4.1.1 Modèle bicyclette d'un véhicule à deux roues directrices

Ce modèle représenté *figure 6* permet d'étudier uniquement la dynamique latérale.

On définit les hypothèses complémentaires suivantes :

- la vitesse longitudinale est constante ($v_x = \text{constante}$) ;
- le **roulis** est limité ($< 6^\circ$) ; il **sera négligé** ;
- les roues avant sont directrices ;
- les angles de braquage des roues sont petits ($\delta_i < 10^\circ$). On adoptera donc les simplifications suivantes $\sin\delta_i = \delta_i$, $\cos\delta_i = 1$ et les termes croisés seront négligés (δ_i^2 , $\delta_i\dot{\delta}_i$).

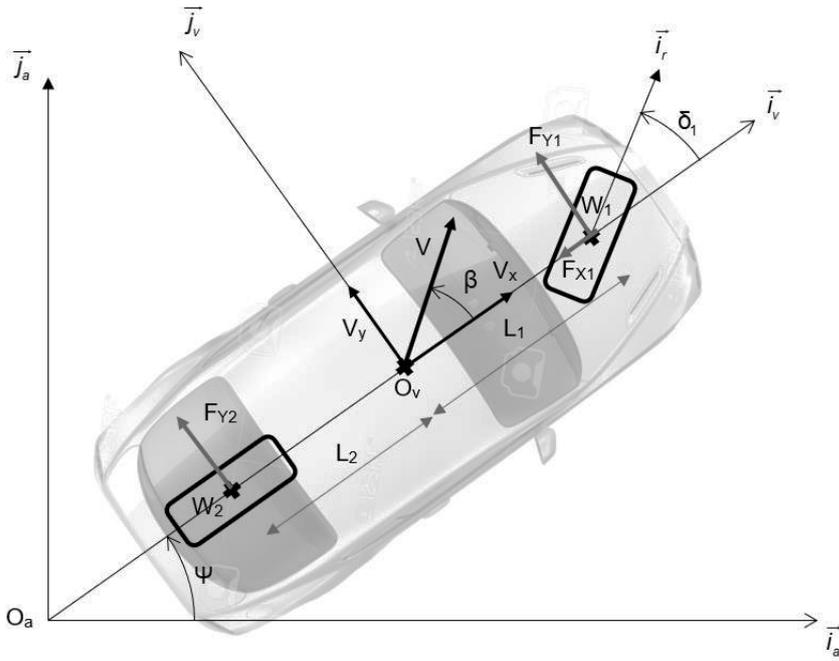


Figure 6 : Représentation du modèle bicyclette

On note :

- V la vitesse du véhicule
- v_x la vitesse longitudinale ;
- v_y la vitesse latérale ;
- ψ l'angle de lacet (cap) du véhicule ;
- δ_1 l'angle de braquage des roues avant ;
- β l'angle de dérive du véhicule au centre de gravité ;
- $R_a(O_a, \vec{i}_a, \vec{j}_a)$ le repère absolu fixé à un point O_a ;
- $R_v(O_v, \vec{i}_v, \vec{j}_v)$ le repère véhicule fixé au point O_v ;
- O_v la projection du centre de masse du véhicule sur la chaussée ;
- $R_r(W_i, \vec{i}_r, \vec{j}_r)$ le repère lié à la fusée de roue en W_i ;
- R_1 la roue avant, R_2 la roue arrière ;
- I_z le moment d'inertie du véhicule autour de (O_v, \vec{z}) .

Le contact roue-sol sera modélisé par le torseur suivant :

$$\{T_{sol \rightarrow R_i}\} = \left\{ \begin{array}{l} \vec{R}_{sol \rightarrow R_i} = F_{xi} \vec{i}_v + F_{yi} \vec{j}_v + F_{zi} \vec{k} \\ M_{W_i}(sol \rightarrow R_i) = \vec{0} \end{array} \right\}_{W_i} \quad i \in [1, 2]$$

La vitesse V_x du véhicule étant supposée constante et les angles δ_i étant faibles, on peut considérer que les composantes des efforts suivant \vec{i}_v sont nulles.

On donne la forme générale de la matrice d'inertie du véhicule :

$$\bar{I}(O_v, \text{véhicule}) = \begin{bmatrix} A & 0 & -E \\ 0 & B & 0 \\ -E & 0 & I_z \end{bmatrix}_{R_v}$$

Question 6. Appliquer le Principe Fondamental de la Dynamique (PFD) dans le plan (\vec{i}_a, \vec{j}_a) à l'ensemble véhicule et en tenant compte des hypothèses. Déterminer ainsi l'expression de l'accélération transversale du véhicule par rapport au repère R_a , $\overline{A_{O_v, \text{voiture}/R_a} \cdot \vec{j}_v}$ notée γ_y , en fonction de la masse m du véhicule et des composantes latérales F_{y2} et F_{y1} . Établir également la relation liant l'accélération de lacet $\ddot{\psi}$, I_z , F_{y2} , F_{y1} et les données géométriques.

Question 7. Exprimer γ_y en fonction de V , β et ψ en linéarisant autour de la position d'équilibre $\beta \sim 0^\circ$.

L'hypothèse simplificatrice suivante consiste à considérer une linéarité de la force transversale en fonction de l'angle de dérive du pneumatique. Si D_i désigne le coefficient de dérive du pneumatique, on peut écrire la relation suivante : $F_{yi} = -D_i \cdot \alpha_i$ avec α_i

l'angle de dérive du pneumatique défini *figure 7* comme l'angle entre la direction de la roue et la direction tangente à la trajectoire suivie par le véhicule.

On notera α_1 l'angle de dérive du pneumatique avant et α_2 l'angle de dérive du pneumatique arrière.

Une analyse cinématique montre que l'on peut exprimer les angles de dérive du pneumatique par :

$$\alpha_1 \approx \beta - \delta_1 + \frac{L_1}{V} \dot{\psi}$$

et
$$\alpha_2 \approx \beta - \frac{L_2}{V} \dot{\psi}$$

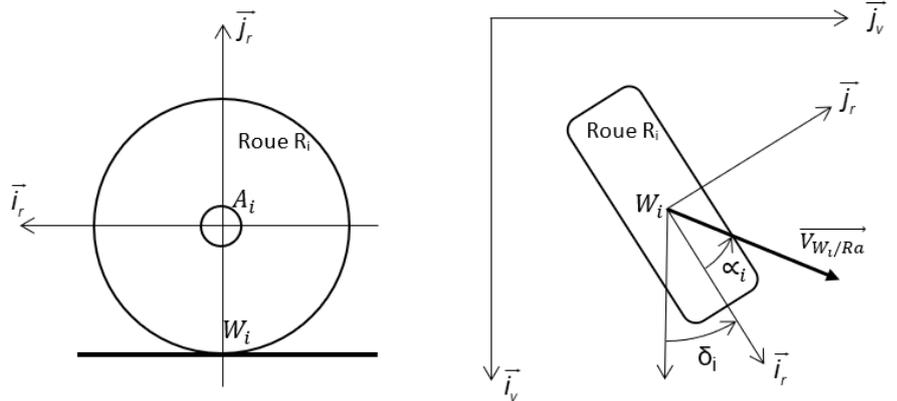


Figure 7 : Définition de l'angle de dérive d'un pneumatique

Question 8. Montrer que les deux équations issues du PFD peuvent se mettre sous la forme suivante :

$$H_1 \times \dot{\beta} + H_2 \times \beta + H_3 \times \dot{\psi} = D_1 \times \delta_1 \text{ et } I_z \times \ddot{\psi} = H_4 \times \beta + H_5 \times \frac{\dot{\psi}}{V} + H_6 \times \delta_1$$

Les expressions des termes H_i seront clairement mises en évidence. Ces équations permettront d'avoir un modèle de référence pour comparer avec le système à quatre roues directrices.

▪ **Comportement en régime établi**

En régime établi la vitesse V est constante et on peut considérer que la dérive des pneumatiques est faible.

Question 9. Dans le cas d'un mouvement de rotation du véhicule, déterminer γ_y en fonction de V et R . Montrer alors que les équations obtenues en question 8 peuvent se mettre sous la forme :

$$(D_1 + D_2)\beta + (mV^2 + (D_1L_1 - D_2L_2))/R = D_1\delta_1$$

$$\text{et } (D_1L_1 - D_2L_2)\beta + (D_1L_1^2 + D_2L_2^2)/R = D_1L_1\delta_1$$

À partir de ces deux expressions, on peut exprimer δ_1 sous la forme suivante :

$$\delta_1 = \frac{L_1 + L_2}{R} - \frac{mV^2}{R(L_1 + L_2)} \left[\frac{D_2L_2 - D_1L_1}{D_1D_2} \right]$$

On pose
$$K = \frac{m(D_2L_2 - D_1L_1)}{D_1D_2(L_1 + L_2)^2}$$

Question 10. Montrer alors que l'expression de δ_1 peut s'écrire $\delta_1 = \frac{L_1 + L_2}{R} - (L_1 + L_2) \times K \cdot \gamma_y$

Question 11. À partir des expressions de α_1 et α_2 , montrer que δ_1 peut aussi s'écrire sous la forme $\delta_1 = \frac{L_1 + L_2}{R} - (\alpha_1 - \alpha_2)$. En déduire une relation entre L_1 , L_2 , K , γ_y , α_1 et α_2 .

Question 12. On définit le comportement du véhicule en virage à rayon constant comme survireur lorsque l'angle de dérive des pneumatiques arrière est supérieur à celui des roues avant. On dit que ce comportement est sous-vireur dans le cas contraire et neutre lorsque les angles de dérive des pneumatiques sont égaux. Discuter du signe du coefficient K pour chaque cas.

On donne les caractéristiques du véhicule étudié dans le tableau 4.

Grandeur	symbole	unité	Valeur
Masse en essai avec deux personnes	m	kg	1 575
Distance entre centre du train AV et CdG	L1	m	1,040
Distance entre CdG et centre du train AR	L2	m	1,760
Rigidité de dérive globale train AV	D1	N·rad ⁻¹	169 000
Rigidité de dérive globale train AR	D2	N·rad ⁻¹	149 000

Tableau 4 : Valeurs numériques des caractéristiques du véhicule étudié

Question 13. Déterminer K pour le véhicule étudié et en déduire quel est son comportement en virage à rayon constant.

▪ **Comparaison du modèle avec des essais réels**

Des essais sur un véhicule réel ont permis de comparer les résultats expérimentaux aux résultats issus du modèle défini précédemment.

Question 14. Analyser les courbes *figure 8* et commenter le domaine de validité du modèle.

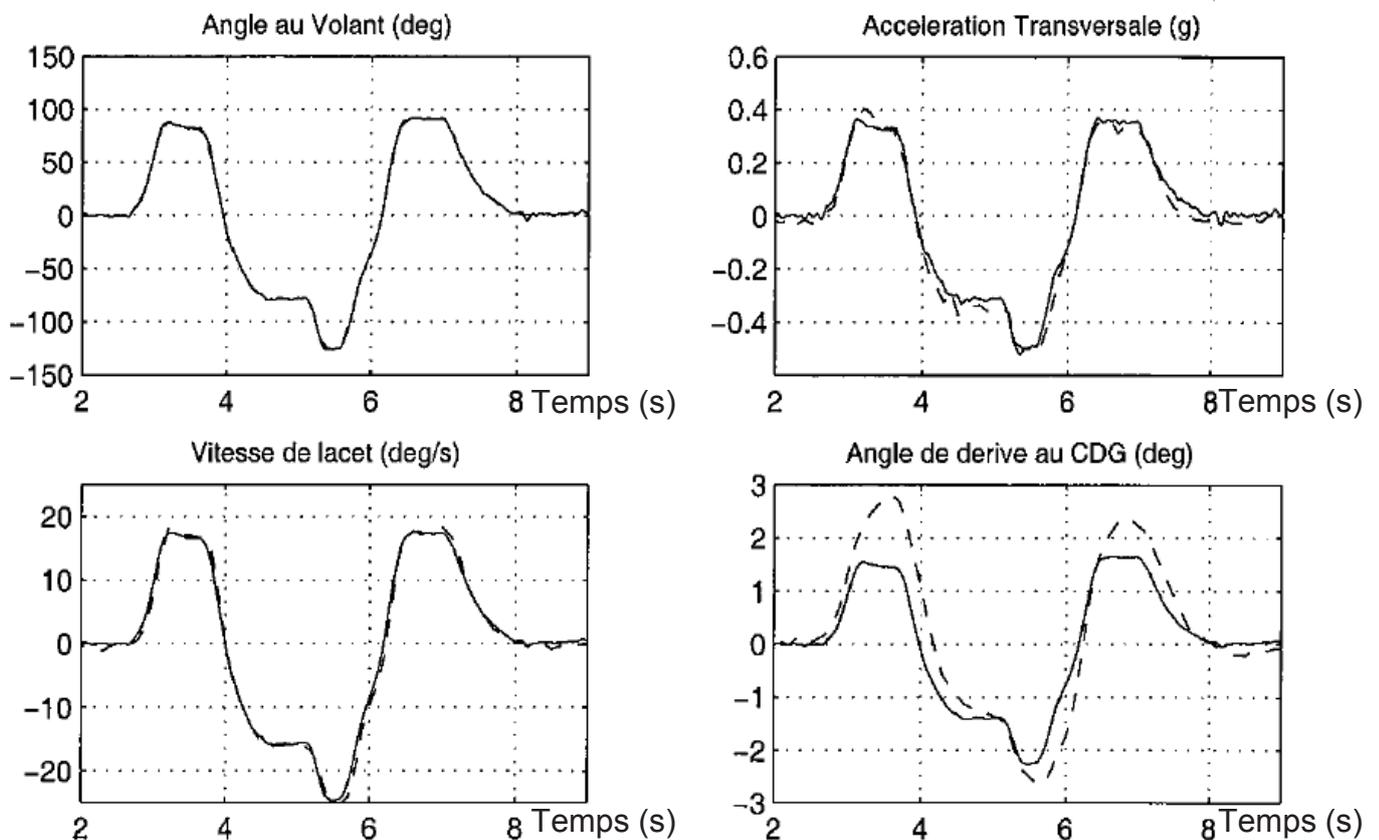


Figure 8 : Comparaison du comportement d'un pneu réel (- -) et du modèle linéaire (—)

4.1.2 Analyse du comportement d'un véhicule à quatre roues directrices avec le modèle bicyclette

Cette partie a pour but de mettre en équation le comportement dynamique du véhicule à quatre roues directrices dans le but d'établir un modèle de connaissance permettant de déterminer les paramètres influant sur le comportement.

Dans ce modèle représenté *figure 9*, les roues avant et arrière sont directrices. L'angle pris par la roue arrière est paramétré par un angle δ_2 positif ou négatif. La vitesse V_x du véhicule étant supposée constante et les angles δ_i étant faibles, on peut considérer que les composantes des efforts suivant \vec{i}_v sont nulles.

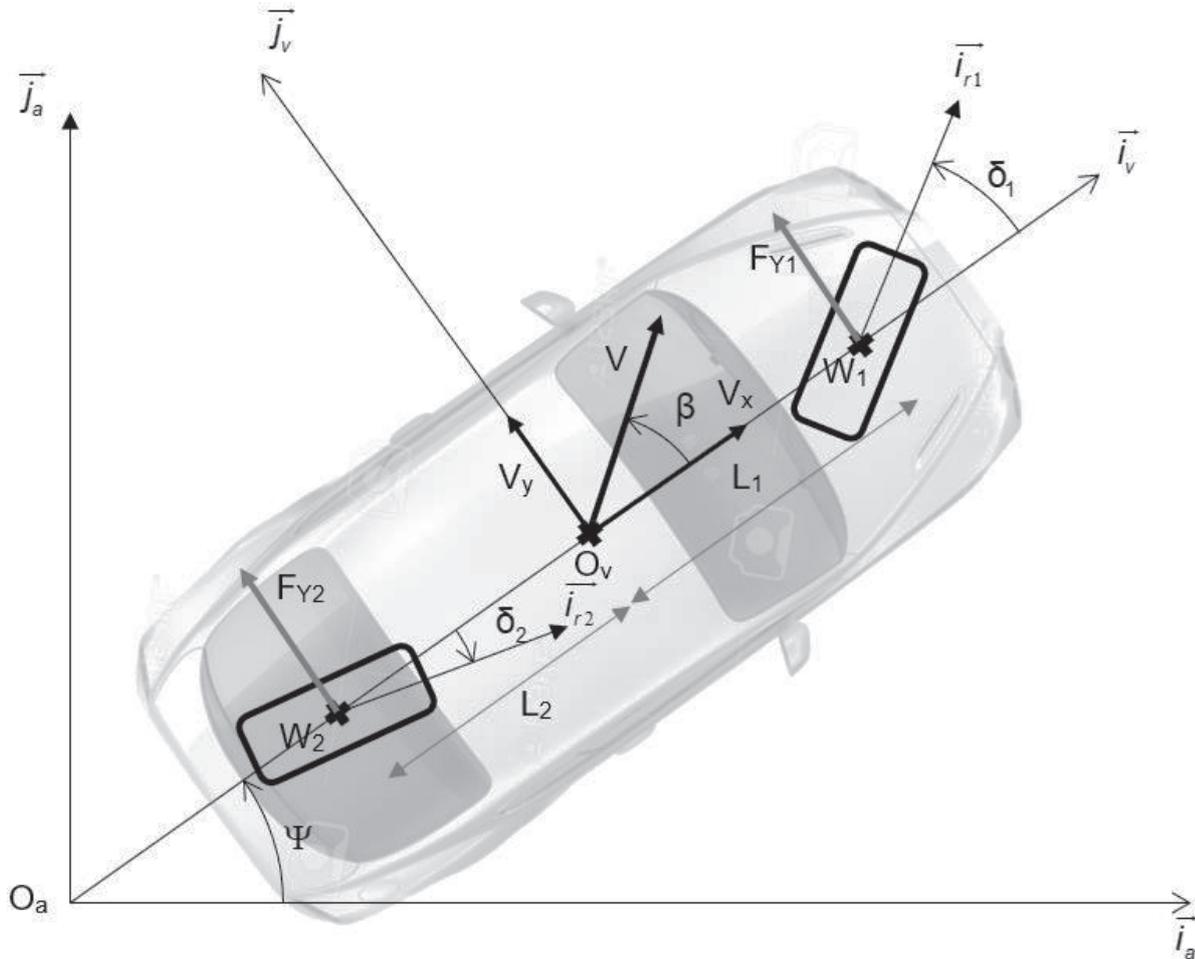


Figure 9 : Modèle bicyclette à quatre roues directrices

Par une démarche analogue à celle mise en place pour le modèle bicyclette à deux roues directrices, on peut obtenir le modèle bicyclette à quatre roues directrices :

$$mV\dot{\beta} + (D_1 + D_2)\beta + (mV + (D_1L_1 - D_2L_2)/V)\dot{\psi} = D_1\delta_1 + D_2\delta_2$$

$$I_z\ddot{\psi} + (D_1L_1 - D_2L_2)\beta + (D_1L_1^2 + D_2L_2^2)\dot{\psi}/V = D_1L_1\delta_1 - D_2L_2\delta_2$$

Pour étudier le comportement du système dans différentes configurations, il est intéressant de faire une analyse à partir de diagrammes de Bode.

On note δ_{vol} l'angle du braquage du volant. $\delta_1 = n \times \delta_{vol}$ avec n le rapport de transmission de la direction. Le pivotement des roues arrière est relié au pivotement des roues avant par un coefficient k tel que $\delta_2 = k \times \delta_1$.

Question 15. Écrire les équations dans le domaine de Laplace en considérant les conditions initiales nulles. On notera p la variable de Laplace. Les équations seront exprimées en fonction de : δ_{vol} , V , $\dot{\Psi}$, β , p et des variables dimensionnelles.

Ces équations dans le domaine de Laplace permettent d'écrire les fonctions de transfert suivantes, dont les diagrammes de Bode sont donnés en *annexe 4a* :

- une fonction de transfert permettant d'obtenir la vitesse de lacet en fonction de l'angle volant ;
- une fonction de transfert permettant d'obtenir l'accélération en fonction de l'angle volant ;

4.1.3 Analyse du comportement à partir des équations du modèle de comportement

Une première classification des stratégies de contrôle d'un système à quatre roues directrices consiste à distinguer le type de stratégie selon qu'il soit "feed-forward" ou "feedback".

Dans une stratégie de type "**feed-forward**", le braquage des roues arrière est simplement une fraction du braquage appliqué aux roues avant, et résulte directement du braquage du volant. Ainsi, même si le véhicule dévie à la suite d'une rafale de vent, les roues arrière ne braquent pas tant que le volant n'est pas actionné.

Dans une stratégie de type "**feedback**", le braquage des roues arrière bénéficie d'un retour d'information du mouvement du véhicule. Il permet ainsi en principe de s'adapter plus rapidement en fonction du type de réponse souhaité et de réduire les conséquences des perturbations extérieures, même en l'absence de corrections du conducteur au volant. Cette stratégie est celle privilégiée par le système *4Control* car le braquage des roues arrière est à commande électrique et que le calculateur dispose des informations des différents capteurs de l'ESP.

Le contrôle du comportement du véhicule par un système à quatre roues directrices peut se classer en six objectifs :

1. réduire le déphasage dans les réponses du véhicule entre l'accélération latérale et la vitesse de lacet ;
2. réduire l'angle de dérive du châssis ;
3. augmenter la stabilité ;
4. permettre une meilleure manœuvrabilité à basse vitesse ;
5. maintenir les caractéristiques de réponse en braquage désirée lorsque des paramètres du véhicule sont modifiés (contrôle adaptatif) ;
6. obtenir une meilleure réponse au voisinage de la limite d'adhérence des pneumatiques.

Les points 3 et 4 ont été abordés dans les premières questions et les résultats de simulation sont dans *l'annexe 3*.

Le point 5 est évident de par l'architecture à commande électrique du système *4Control*.

Le point 6 demande une maîtrise du comportement non linéaire des pneumatiques et ne sera pas abordé.

Le principal facteur pour agir sur le contrôle du véhicule est le facteur k reliant l'angle des roues avant à l'angle des roues arrière. Différents essais sur un véhicule prototype ont montré que le comportement optimal est obtenu lorsque les déphasages de la vitesse de lacet et de l'accélération latérale coïncident. Des essais avec différents réglages de suspension confirment que **le meilleur jugement subjectif est obtenu lorsque le déphasage entre la vitesse de lacet et l'accélération latérale est minimal.**

Les simulations proposées en *annexes 4a* et *4b* qui serviront à établir les lois de commande de l'actionneur sont menées avec les paramètres suivants :

n	25	20	15	10
k	-0,25	0	0,25	0,5

Tableau 5 : Paramètres de simulation pour établir les lois de commande de l'actionneur

Question 16. Déterminer la valeur optimale du paramètre k selon le critère du point 1 sur le déphasage. Ce coefficient k sera-t-il obtenu mécaniquement ou par programmation des lois de commande de l'actionneur ?

4.2 Dimensionnement de l'actionneur

Les simulations et essais de la partie précédente permettent d'obtenir les paramètres de commande qui seront implantés sur le véhicule.

4.2.1 Analyse géométrique

Un des paramètres importants est l'amplitude du déplacement de l'actionneur. La géométrie étant figée, il est possible de la déterminer par une analyse géométrique. On donne *figure 10* la représentation cinématique du système de transformation de mouvement entre l'actionneur et la fusée de roue.

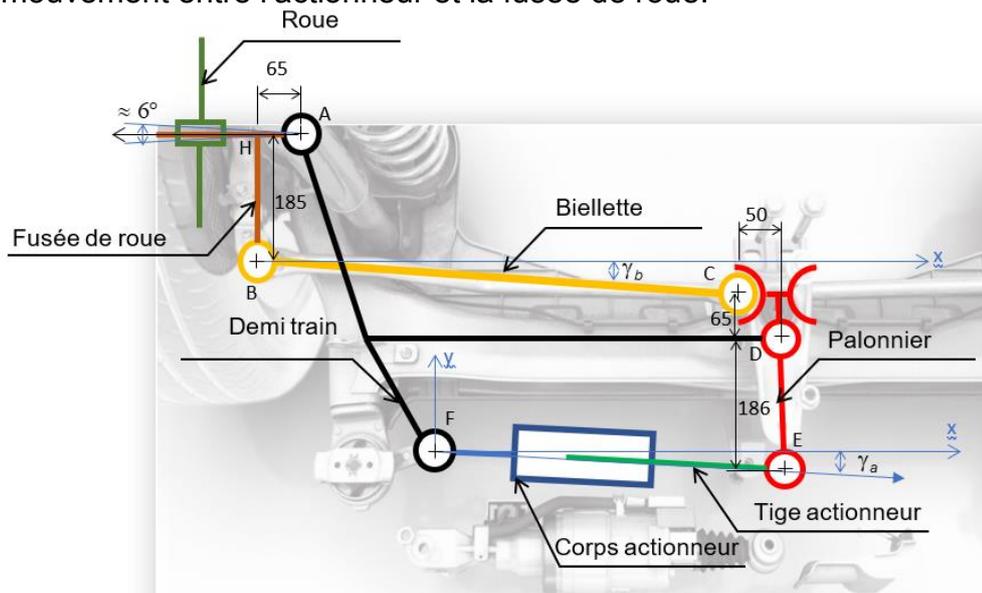


Figure 10 : Cinématique de la timonerie

Question 17. Déterminer par une épure sur le *document réponse DR2* la course théorique du vérin à partir des données de la *figure 10*.

4.2.2 Analyse dynamique

Un autre paramètre dimensionnant est l'effort à exercer par l'actionneur. Les efforts étant assez difficiles à exprimer analytiquement, le constructeur a effectué des essais avec plusieurs valeurs de chasse géométrique (*définition en annexe 2*) et en a retenu deux permettant d'obtenir un comportement satisfaisant du véhicule.

Pour ces essais, l'actionneur a été remplacé par un capteur d'effort.

Question 18. À partir des courbes d'essai *figure 11*, indiquer la valeur de l'effort maximal à l'extrémité de l'actionneur pour une chasse de 15 mm. Justifier le choix de cette valeur de chasse.

Cet effort sera noté $\overrightarrow{F_{pal \rightarrow tige}}$ dans la suite de l'énoncé.

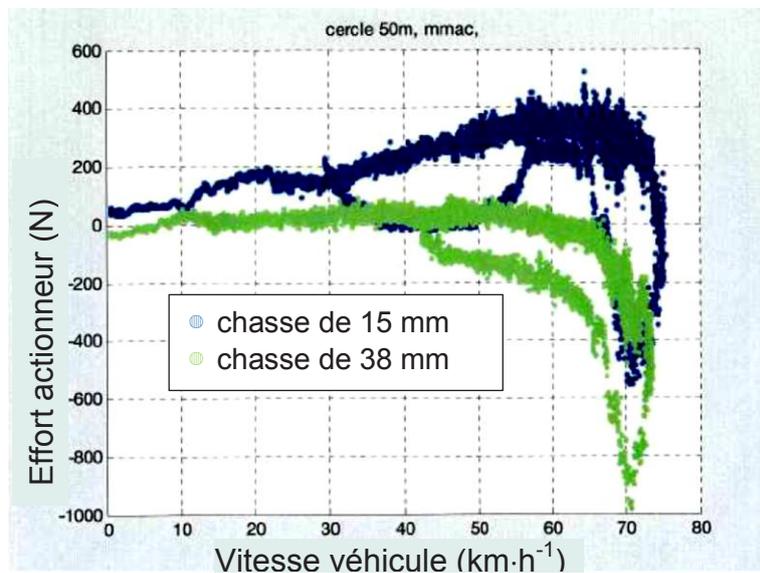


Figure 11 : Effort au niveau de l'actionneur

Par une étude dynamique, on se propose ici de déterminer la valeur du pas de la vis du vérin électrique qui minimise le couple moteur.

La *figure 12* détaille les constituants de l'actionneur à partir desquels le modèle cinématique donné en *figure 13* a été défini.

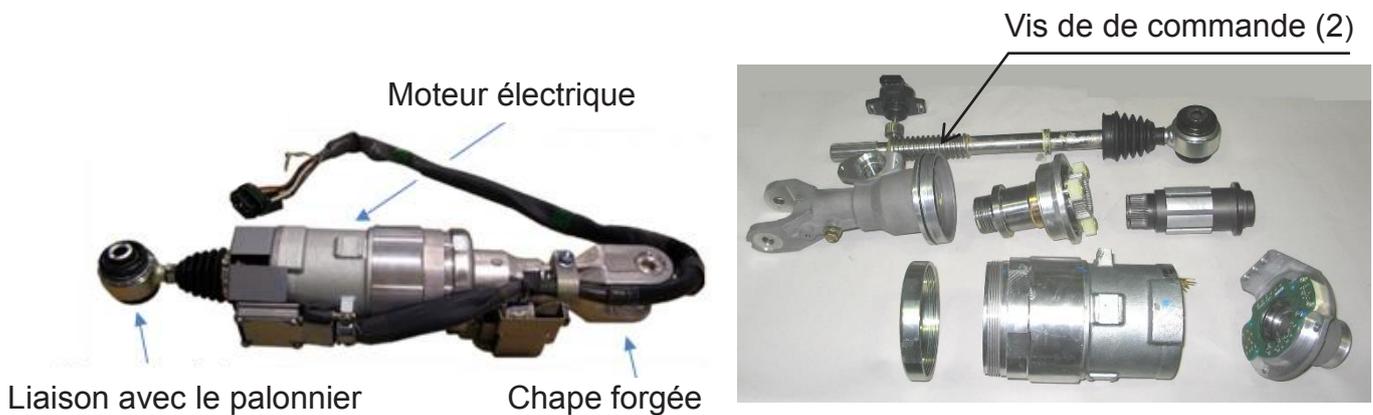


Figure 12 : Détail de l'actionneur

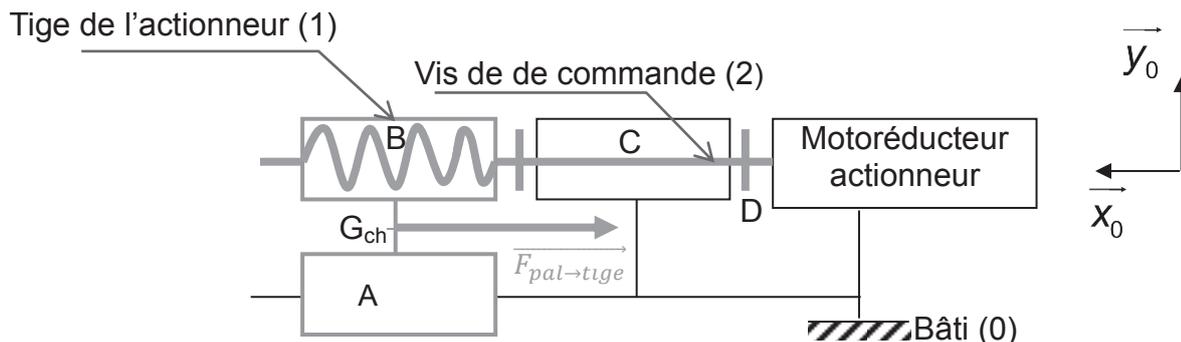


Figure 13 : Schéma cinématique minimal de l'actionneur

Hypothèses :

- les liaisons sont considérées comme parfaites ;
- le centre de gravité de la vis se situe sur l'axe de rotation (BC) ;
- le poids de la vis est négligé ;
- le couple moteur C_m appliqué en D est supposé constant dans la phase de démarrage.

Notations :

- $(\vec{x}_i, \vec{y}_i, \vec{z}_i)$ base associée à la pièce i ;
- \vec{y}_0 verticale ascendante du lieu ;
- θ_{20} angle de rotation de la vis (2) par rapport au bâti (0) ;
- x position de la tige de l'actionneur (1) suivant \vec{x}_0 telle que $\overrightarrow{DA} \cdot \vec{x}_0 = x$;
- p le pas de la vis (à déterminer).

Données :

- la tige de l'actionneur + la masse équivalente de l'ensemble en mouvement ramené au centre de gravité G_{ch} a pour masse globale $m_{ch} = 40$ kg ;
- le moment d'inertie de l'ensemble {vis + arbre moteur} autour de son axe est $I_{vis} = 5.10^{-6}$ kg.m² ;
- on prendra $\|\overrightarrow{F_{pal-tige}}\| = 400$ N ;
- la loi d'évolution de l'actionneur est une loi de vitesse en triangle (figure 14).

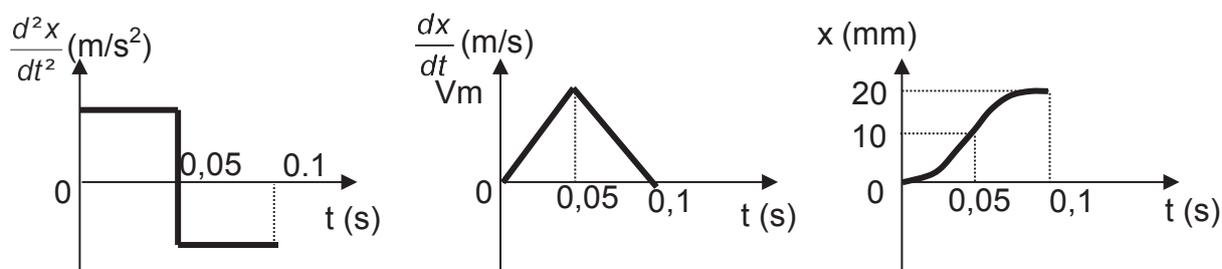


Figure 14 : Loi d'évolution de la tige de l'actionneur

Question 19. Déterminer, par application du théorème de l'énergie-puissance, l'expression du couple motoréducteur C_m en fonction du pas p , de l'accélération linéaire \ddot{x} , de l'effort $\|\overrightarrow{F_{pal \rightarrow tige}}\|$ et des paramètres de masse. En déduire l'expression du pas de la vis p permettant d'avoir un couple motoréducteur minimal pour une accélération donnée.

Question 20. Calculer le couple motoréducteur. Existe-t-il un moteur standard adéquat dans la documentation fournie en *annexe 5* ? Justifier un éventuel compromis de la part du concepteur.

5. Dimensionnement de la timonerie

En raison de contraintes géométriques liées à la proximité d'autres composants, les biellettes ne sont pas rectilignes (*figure 15*). Cette géométrie induit une sollicitation de flexion en plus de celle de traction/compression.

Les objectifs de cette partie sont de vérifier le dimensionnement de ces biellettes et de la liaison biellette-palonnier. Le dimensionnement des biellettes sera analysé vis-à-vis des critères de résistance élastique puis de résistance au flambage. Le choix du matériau sera optimisé vis-à-vis des contraintes de masse et de respect de l'environnement.

5.1. Étude de résistance des matériaux

La *figure 15* situe la biellette dans son contexte. Le rapport longueur/diamètre des articulations aux têtes de biellettes est faible, ce qui conduit à retenir une modélisation des liaisons par rotule et appui simple. Le modèle adopté et les notations et données sont présentés *figure 16*.

L'étude statique est réalisée dans le cas de la compression.

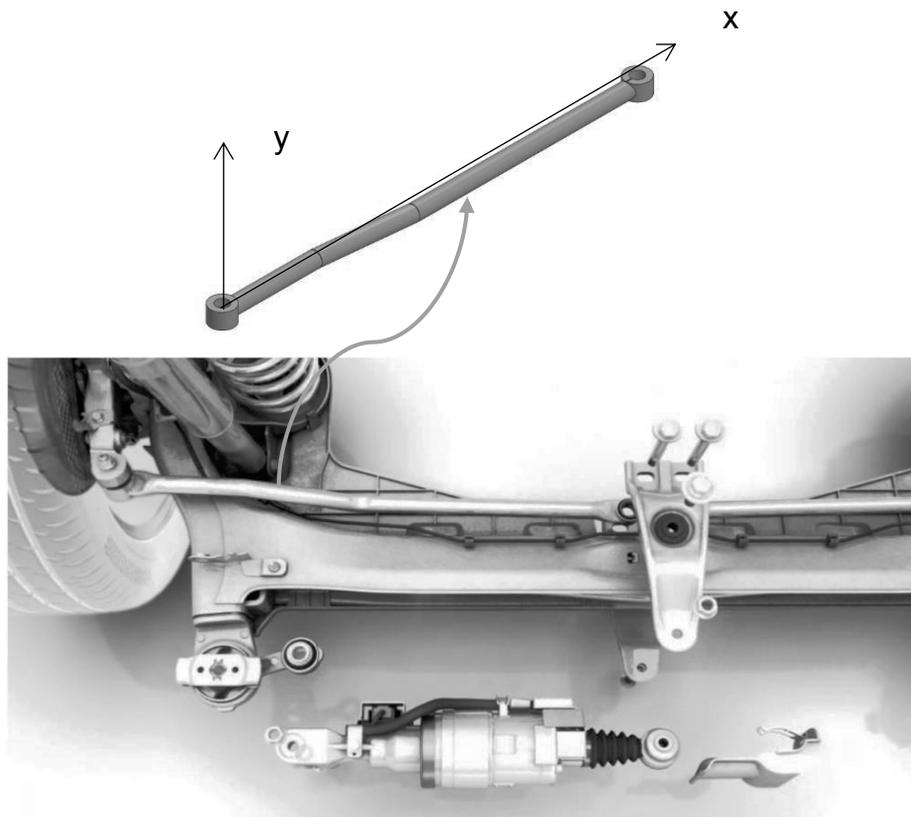


Figure 15 : Mise en situation et extraction d'un modèle de biellette

Notations et données :

$$\|\overrightarrow{AB}\| = L_1 = 154 \text{ mm}$$

$$\|\overrightarrow{BC}\| = L_2 = 163 \text{ mm}$$

$$\|\overrightarrow{CD}\| = L_3 = 374 \text{ mm}$$

$$(\vec{x}, \overrightarrow{BC}) = \alpha = -17,9^\circ$$

$$(\vec{x}, \overrightarrow{AD}) = \beta \text{ (à calculer)}$$

Section : tube de diamètres extérieur $D = 24 \text{ mm}$ et intérieur $d = 20 \text{ mm}$

Intensité de l'effort $F : 1000 \text{ N}$ (valeur majorante)

Matériau: acier faiblement allié

Module d'Young : $E = 210 \text{ GPa}$

Limite élastique : $Re = 240 \text{ MPa}$

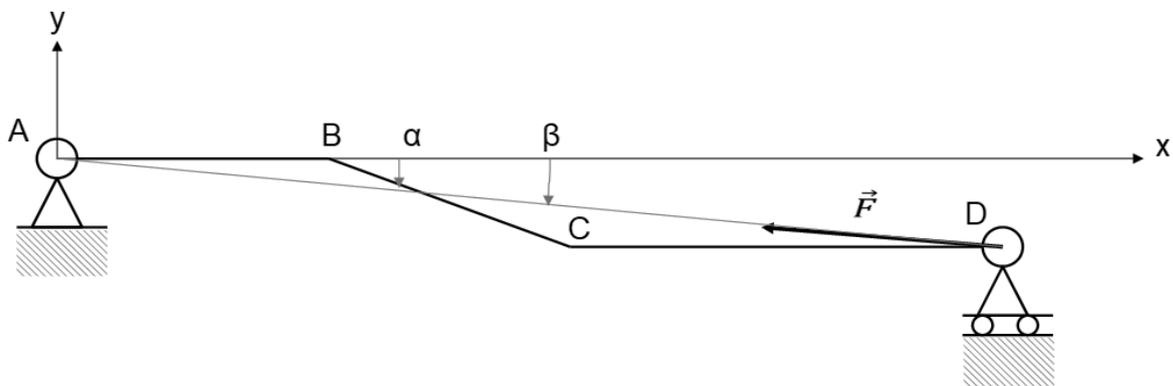


Figure 16 : Modèle poutre isostatique et données numériques

Question 21. À partir du modèle paramétré (figure 16), déterminer l'expression et la valeur de l'angle β . En déduire les composantes F_x et F_y de l'effort \vec{F} dans le plan (x,y) de manière littérale puis numérique.

Question 22. Déterminer les expressions des composantes du torseur des actions mécaniques de cohésion $N(x')$, $T_y(x')$ et $M_{fz}(x')$ pour chacun des trois tronçons constituant la biellette en fonction de x' l'abscisse de la section courante. Tracer les diagrammes associés le long des trois tronçons. L'expression de $M_{fz}(x)$ sur le tronçon BC pourra être déduite du reste des calculs. La liaison ponctuelle en D est supposée ne pas supporter d'efforts.

Question 23. Déterminer la section la plus sollicitée en flexion / compression. En déduire la valeur littérale puis la valeur numérique de la contrainte normale maximale au sein de la biellette. Conclure. Quel est l'écart relatif sur la valeur de cette contrainte si on adopte comme modèle une poutre droite en compression ?

Une simulation par éléments finis est réalisée avec les conditions aux limites suivantes (*figure 17*) :

- contact surfacique sur l'alésage de centre A et appui plan sur la couronne ;
- au point K, translation bloquée suivant y.
- effort de direction AD et de norme F imposé sur l'alésage de centre D.

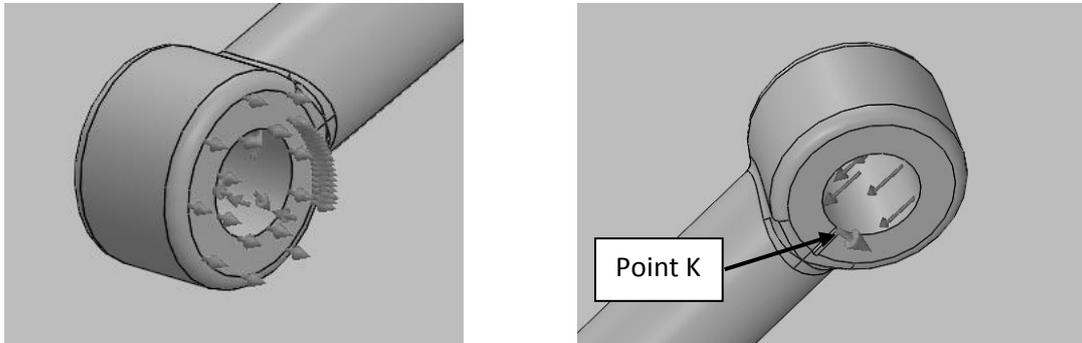


Figure 17 : Conditions aux limites imposées pour la simulation

Question 24. Analyser le choix de ces conditions aux limites pour le calcul éléments finis. Est-il cohérent par rapport au modèle plan de résistance des matériaux ?

Question 25. Comparer les résultats de la contrainte principale suivant la direction AB du calcul par éléments finis fournis en *annexe 6a* avec ceux obtenus par la résistance des matériaux : quels sont les éléments qui expliquent les différences ?

5.2. Étude de flambage

Question 26. Réaliser une étude analytique du flambage en considérant la biellette rectiligne. On utilisera la formule et le tableau (*tableau 6*) suivants pour déterminer, dans chaque cas, la charge critique de flambage F_c . On supposera que la longueur L de la poutre est égale à la somme des longueurs des trois tronçons.

$$F_c = \frac{\pi^2 EI}{L_k^2} \text{ avec } I \text{ le moment quadratique par rapport à } (A, \vec{y})$$

Conditions aux limites	Schéma	Longueur de flambage L_k
Cas 1 : Encastré - Libre		$2 \times L$
Cas 2 : Encastré – Encastré mobile		$0,5 \times L$
Cas 3 : Articulé - Articulé		L
Cas 4 : Encastré - Articulé		$0,7 \times L$

Tableau 6 : Cas de flambage

Les résultats de la simulation par éléments finis de la biellette non rectiligne sont donnés en *annexe 6b*. Dans cette simulation la biellette est soumise aux mêmes conditions limites que pour le calcul statique.

Question 27. Quel est l'écart relatif entre le résultat de l'étude analytique et le résultat de la simulation par éléments finis. Quels sont les éléments qui expliquent cet écart ? Le mode de flambage représenté est dans le plan XZ.

Question 28. À partir des quatre résultats obtenus précédemment (études en statique et au flambage, sous modélisation analytique ou numérique), justifier quel mode de ruine impacte cette biellette.

5.3 Optimisation du choix du matériau

Cette partie exploite quatre diagrammes restreints aux familles des alliages ferreux et des composites en *annexes 7a et 7b*. Le prix indiqué sur le premier diagramme est massique, soit en €/kg. La structure est tubulaire de longueur et diamètre extérieur imposés, l'épaisseur du tube, supposée faible devant les diamètres, est la variable libre pour les optimisations.

Question 29. Parmi ces quatre diagrammes de propriétés, déterminer les deux diagrammes correspondant à l'optimisation de la masse de la biellette à résistance statique donnée d'une part et à résistance au flambage donnée d'autre part.

Question 30. En choisissant le diagramme approprié au critère de résistance statique, déterminer l'écart de masse à tenue mécanique égale entre une solution en acier allié et une solution en composite unidirectionnel Carbone.

Question 31. En choisissant les diagrammes appropriés et en raisonnant sur un volume constant de biellette égal à 133 cm^3 , déterminer les coûts économiques (en €) et environnementaux (impact Carbone en kg de CO_2) d'une solution en acier allié et d'une solution en composite unidirectionnel en fibre de carbone. Comparer ces deux solutions en écart relatif.

Question 32. Pour ces coûts économique et environnemental, citer les éléments non pris en compte pour effectuer un bilan exhaustif.

Question 33. Dans l'hypothèse d'un tube en composite renforcé de fibres de carbone constituant la zone centrale de la biellette, suivant quelles directions de fibres ce tube devra-t-il principalement être réalisé pour supporter respectivement les sollicitations de flexion et de traction/compression ?

5.4 Vérification de la liaison biellette-palonnier

Pour étudier la liaison biellette-palonnier, un contact direct est envisagé dans un premier temps.

La répartition de pression de contact est supposée sinusoïdale et avec présence de jeu (*figure 18*).

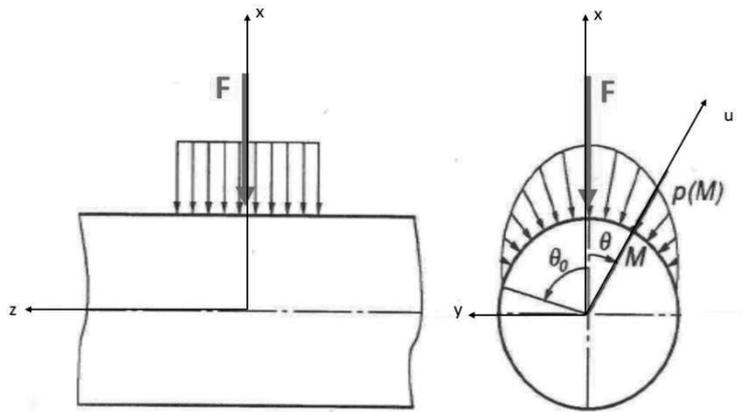


Figure 18 : Modèle de répartition de pression retenu

Question 34. On pose : $p(M)=a \cos \theta +b$. Déterminer les expressions des coefficients a et b en fonction de θ_0 .

Question 35. Démontrer la relation suivante liant la pression maximale de contact p_{max} et l'effort résultant F :

$$p_{max} = \frac{4(1 - \cos(\theta_0))}{2\theta_0 - \sin(2\theta_0)} \cdot \frac{F}{LD}$$

où L représente la longueur de la surface de contact et D le diamètre du cylindre.

Question 36. Calculer la valeur de p_{max} pour $L = 25$ mm, $D = 20$ mm, $\theta_0 = 60^\circ$ et $F = 1000$ N. La pression admissible pour le cas de pièces mobiles en acier étant évaluée de manière conservative à 3 MPa, conclure sur le choix d'un contact direct.

Dans un second temps cette solution directe est comparée avec celle où l'on interpose un coussinet Glycodur PG182025F dont les caractéristiques sont les suivantes : diamètre extérieur 20 mm, diamètre intérieur 18 mm et longueur 25 mm.

Pour définir la pression spécifique sur le palier, le fabricant donne la relation suivante :

$$p = \frac{K \cdot F}{C} \quad (\text{avec } K = 80 \text{ MPa pour la gamme } F \text{ et } C = 36 \text{ kN}).$$

Question 37. Calculer la valeur de la pression p puis conclure sur le choix d'une solution de guidage par contact indirect ou par contact direct.

6. Étude de pré-industrialisation

L'objectif de cette partie est de mettre en situation l'industrialisation du palonnier dans le contexte industriel du constructeur automobile.

Le palonnier dans son environnement est représenté sur la *figure 19*.

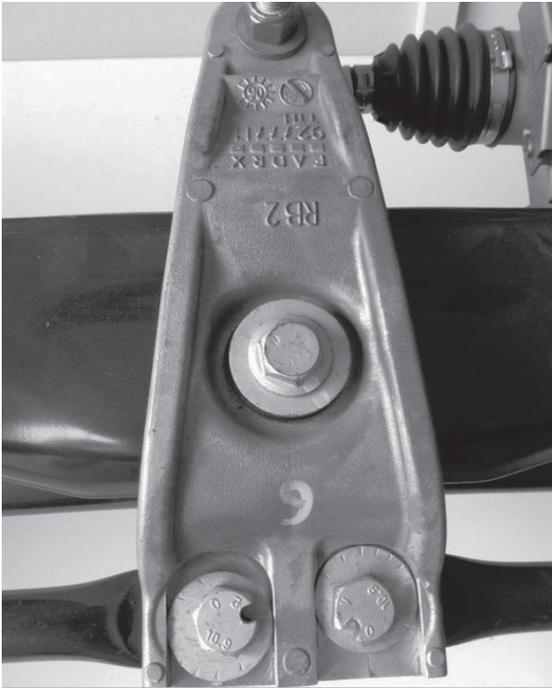


Figure 19 : Palonnier dans son environnement

Un dessin de définition du palonnier est donné en *annexe 8*.

Question 38. Analyser l'exigence définie sur le *document réponse DR3*. Puis, sur copie, définir une gamme de contrôle de cette exigence à l'aide d'une machine à mesurer tri-dimensionnelle.

La pièce est actuellement réalisée en alliage d'aluminium moulé.

L'unité de production met à disposition un tour à commande numérique avec axe c et un centre d'usinage 5 axes.

Question 39.

Proposer une gamme de fabrication en détaillant les outillages, la forme du brut ainsi que les opérations d'usinage en référence à la cotation partielle définie en *annexe 8*.

7. Étude de conception

L'objectif de cette partie est de proposer une solution constructive modificative du réglage du parallélisme des roues arrière.

Sur les véhicules de présérie, le réglage du parallélisme des roues arrière se fait par des vis excentriques au niveau de la fixation des biellettes dans le palonnier (*figure 20*). Le retour d'information des mécaniciens indique qu'il est difficile d'effectuer ce réglage car il nécessite de nombreuses étapes de serrage et desserrage des écrous.

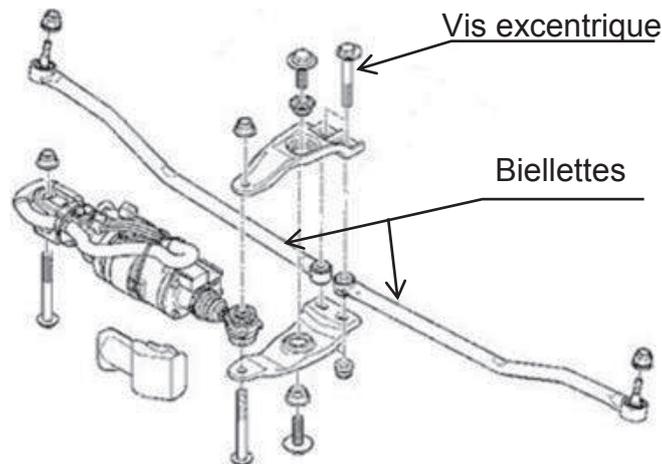


Figure 20: Eléments impliqués dans le réglage du parallélisme

Un nouveau cahier des charges est défini :

- le réglage se fera par modification de la longueur des biellettes du côté palonnier sans démontage de celles-ci ;
- le réglage sera continu sur une plage de 5 mm ;
- le blocage sera sécurisé et indépendant du réglage ;
- le procédé de fabrication sera conforme au reste de la timonerie.

Question 40.

Représenter sous forme de schéma (plan et/ou 3D) une solution permettant de répondre au cahier des charges. Les liaisons entre les différentes pièces seront définies sans ambiguïté.

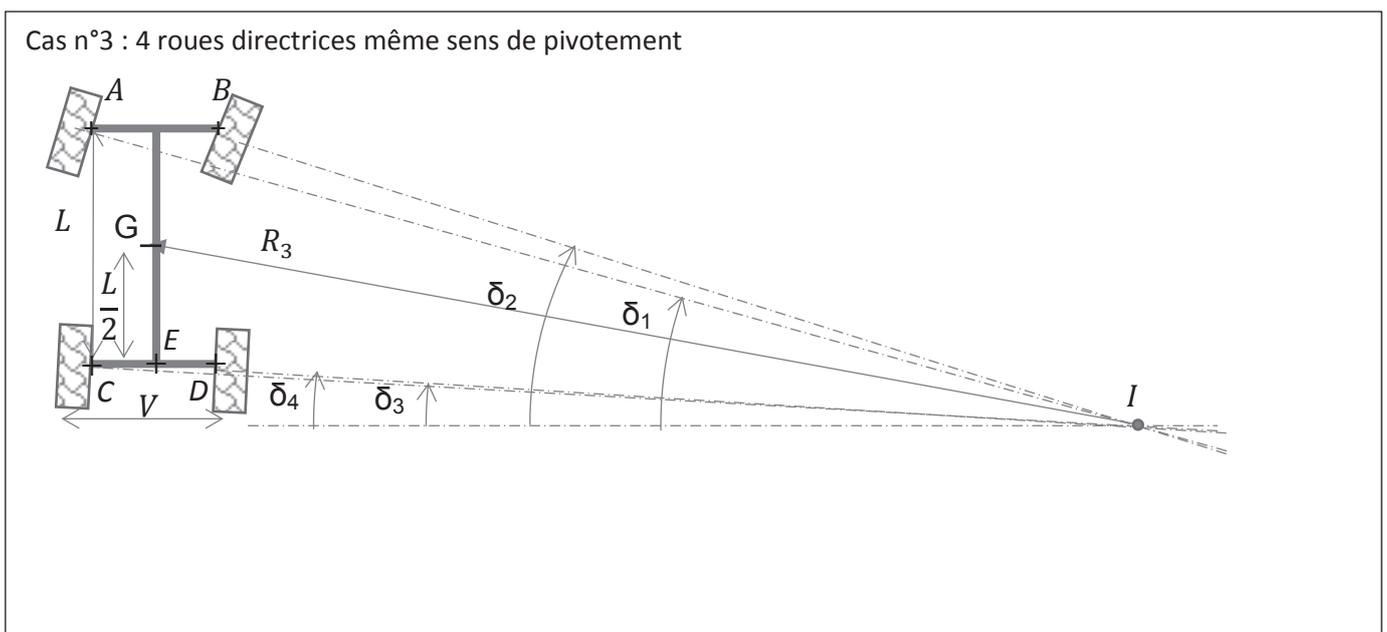
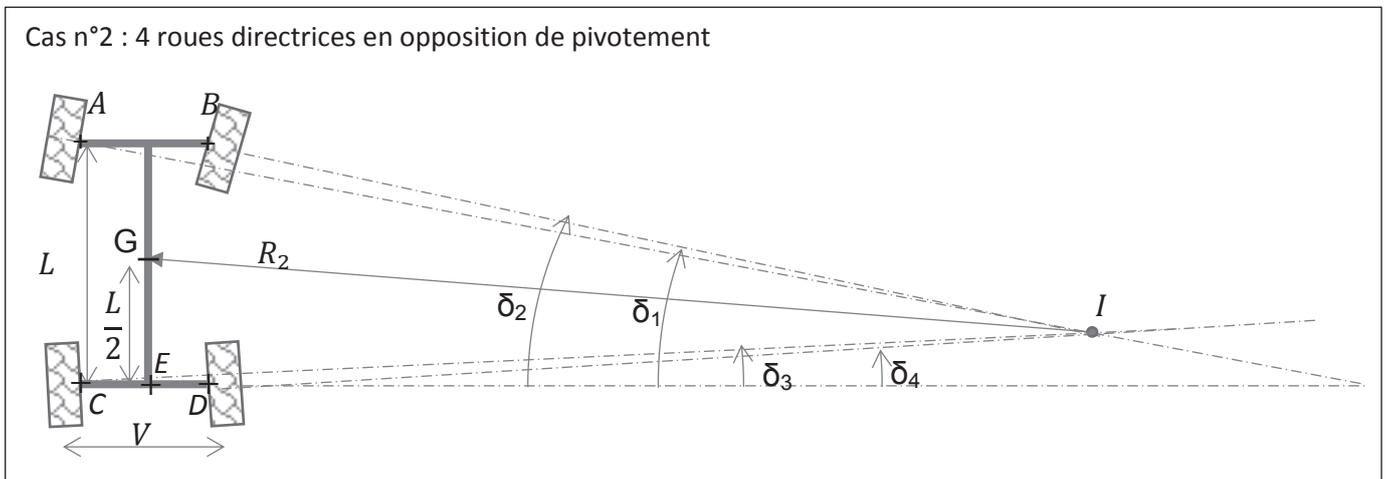
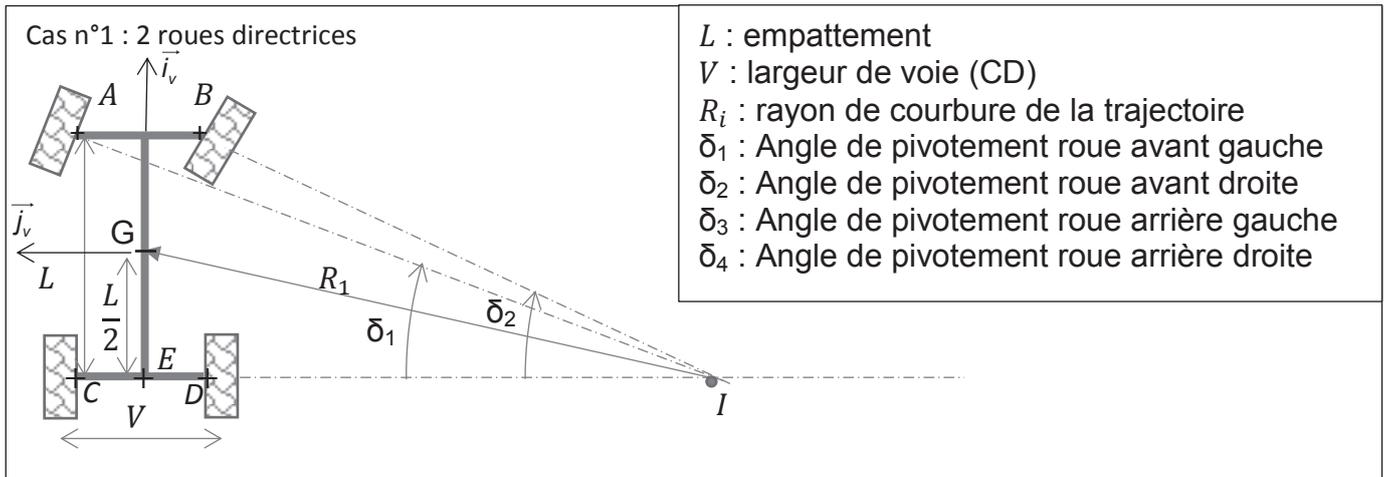
8. Synthèse

L'objectif de cette partie est de justifier la démarche de conception du constructeur.

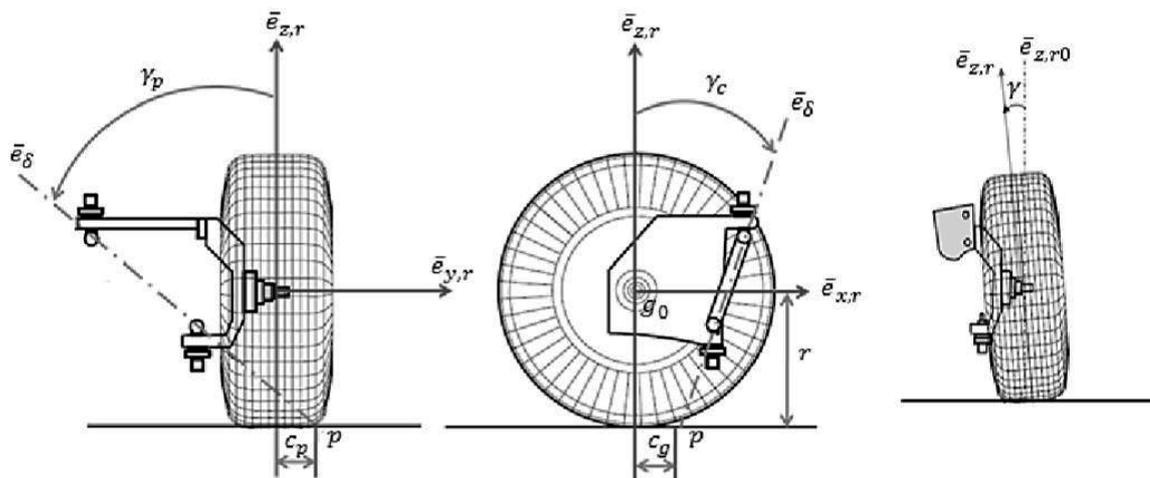
Question 41.

Pour chaque grande étape de la conception du système *4Control* justifier de leur position chronologique dans l'étude et de leur nécessité dans la résolution de la problématique.

Annexe 1 : Épure géométrique des véhicules deux et quatre roues motrices

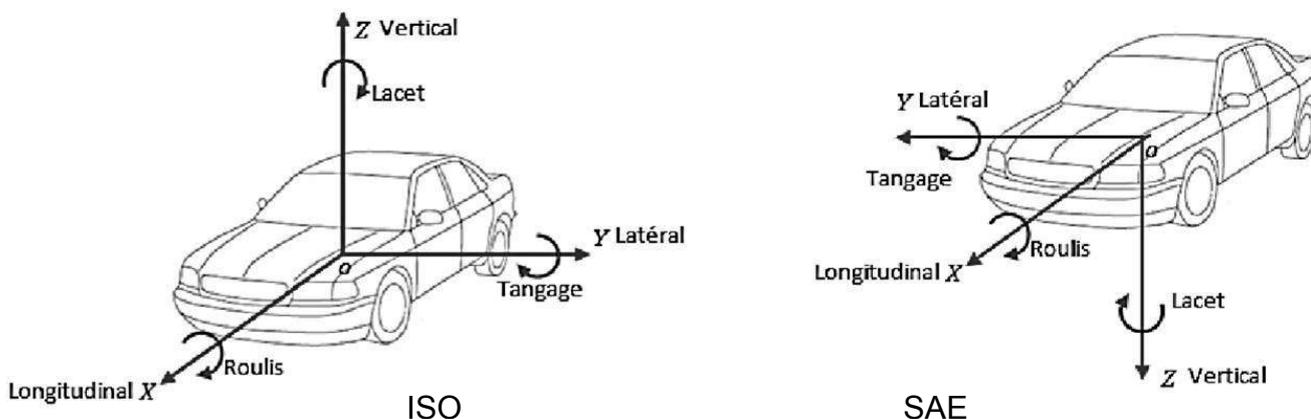


Annexe 2 : Géométrie d'un véhicule automobile



La roue est montée sur une porte-fusée liée aux systèmes de direction qui lui permet une rotation dite de braquage d'angle noté δ . Le braquage des roues s'effectue autour de l'axe \vec{e}_{δ} , appelé axe de pivot. La position de l'axe de pivot est caractérisée par l'angle γ_p (angle de pivot), l'angle γ_c (angle de chasse), la longueur c_p (le déport latéral de pivot) et la longueur c_g (la chasse géométrique). L'inclinaison de la roue par rapport au plan vertical est appelée l'angle de carrossage (γ).

On utilise dans la littérature scientifique deux types de système de coordonnées ; ISO (celle du sujet) et SAE.

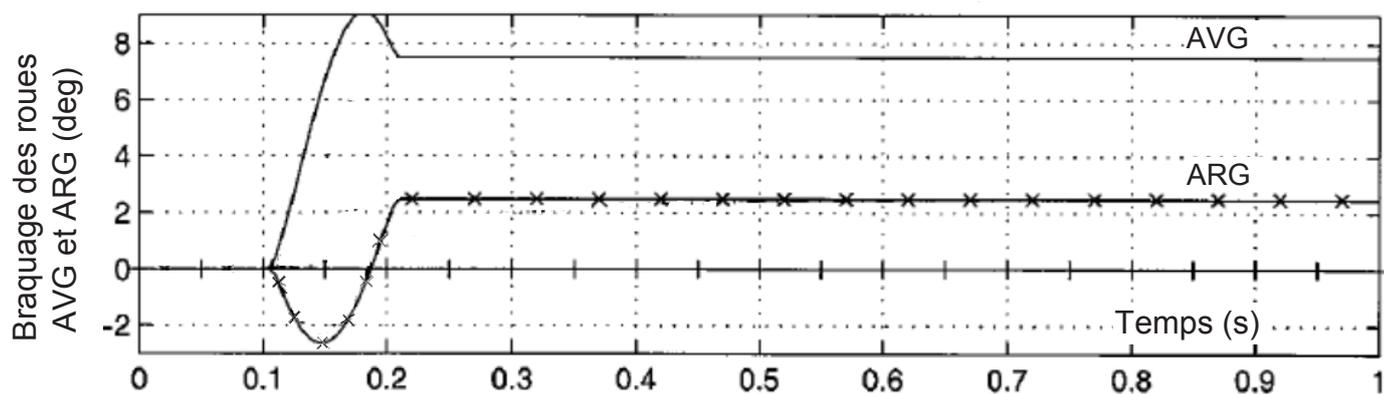


Un véhicule automobile peut se déplacer suivant les 6 degrés de liberté :

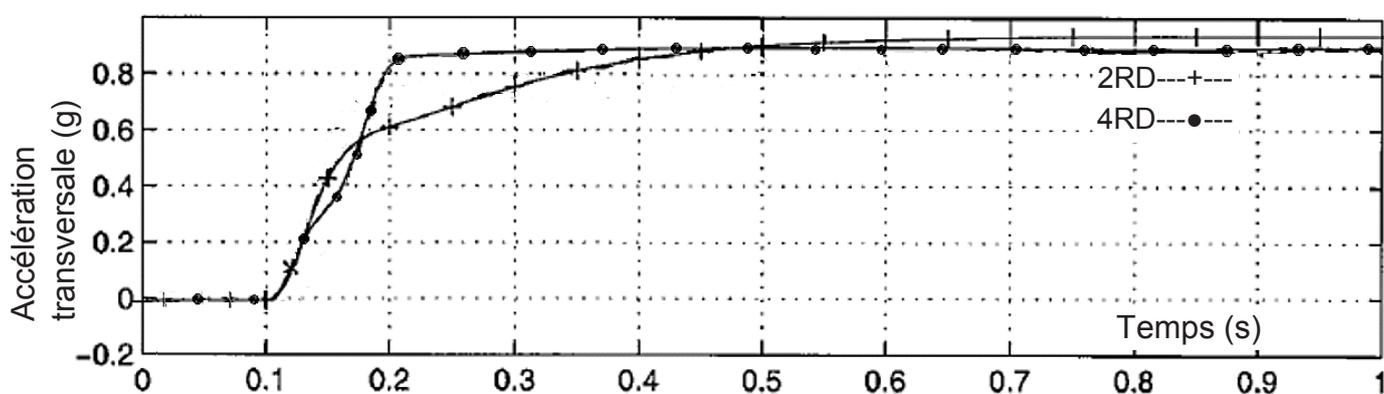
- 3 translations : suivant l'axe X (déplacement longitudinal), suivant l'axe Y (déplacement latéral) et suivant l'axe Z (déplacement vertical) ;
- 3 rotations : ψ autour de l'axe Z (lacet), ϕ autour de l'axe X (roulis) et θ autour de l'axe Y (tangage).
- L'angle de dérive du pneu est l'angle entre la direction de la roue et la direction tangente à trajectoire suivie par le véhicule (représenté dans l'énoncé du sujet).
- L'angle de dérive au centre de gravité est l'angle entre l'axe longitudinal du véhicule et la direction tangente à la trajectoire du centre de gravité (représenté dans l'énoncé du sujet).

Annexe 3 : Simulation du comportement de véhicules 2 et 4 roues directrices.

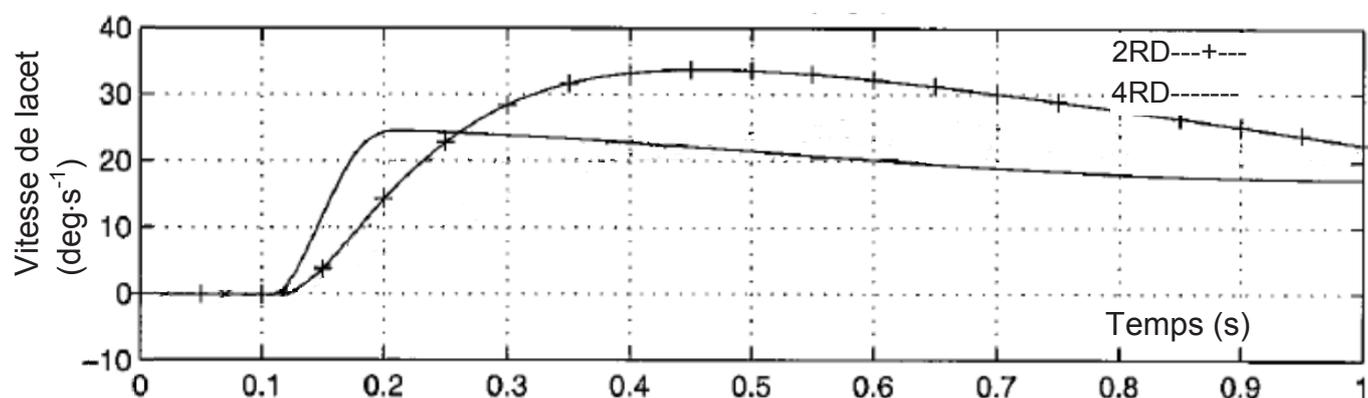
Braquage des roues avant gauche et arrière droite (publication FUKUNAGA)



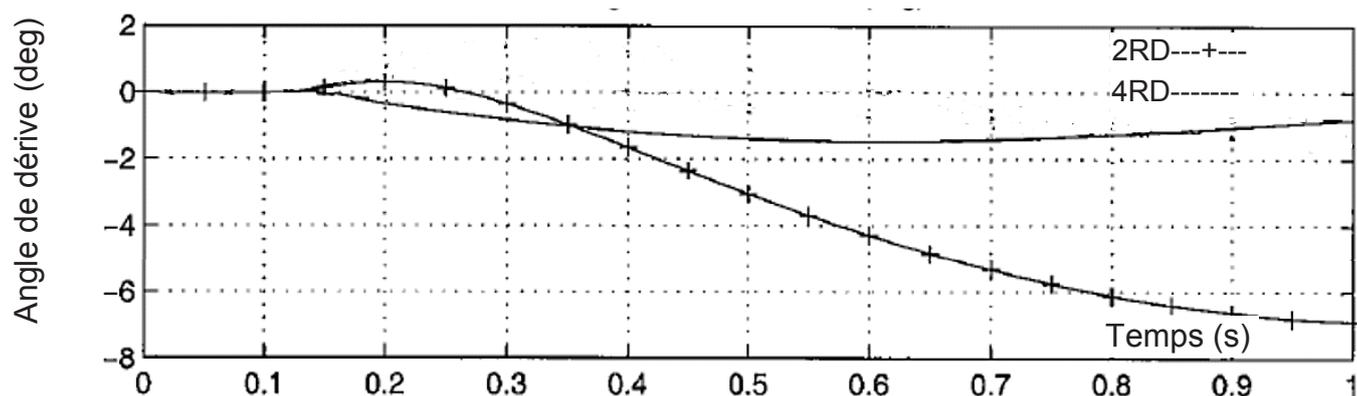
Accélération transversale pour un véhicule 2 roues directrices et un véhicule 4 roues directrices



Vitesse de lacet pour un véhicule 2 roues directrices et un véhicule 4 roues directrices



Angle de dérive au centre de gravité



Annexe 4a : Diagrammes de Bode du modèle 4 roues directrices

Diagramme de Bode (vitesse de lacet/angle volant) pour différents paramètres k et n

Paramètres : $n = 10, k = 0.5$ (o) $n = 15, k = 0.25$ (*) $n = 20, k = 0.0$ (x) $n = 25, k = -0.25$ (+)

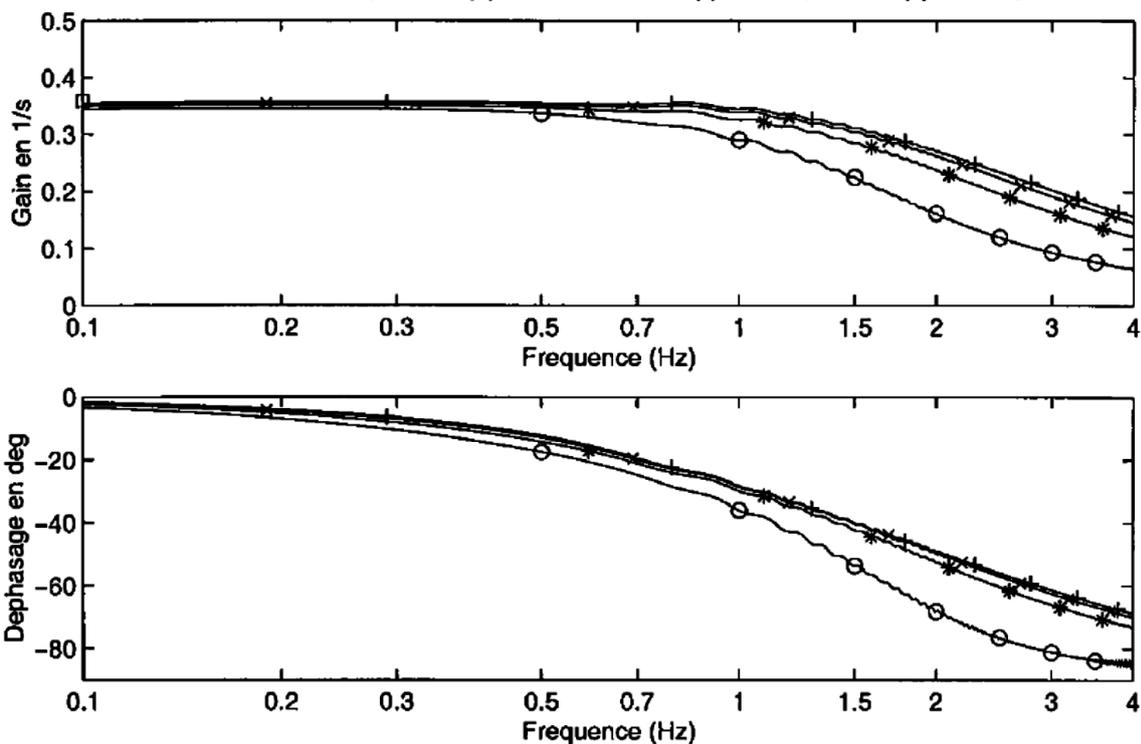
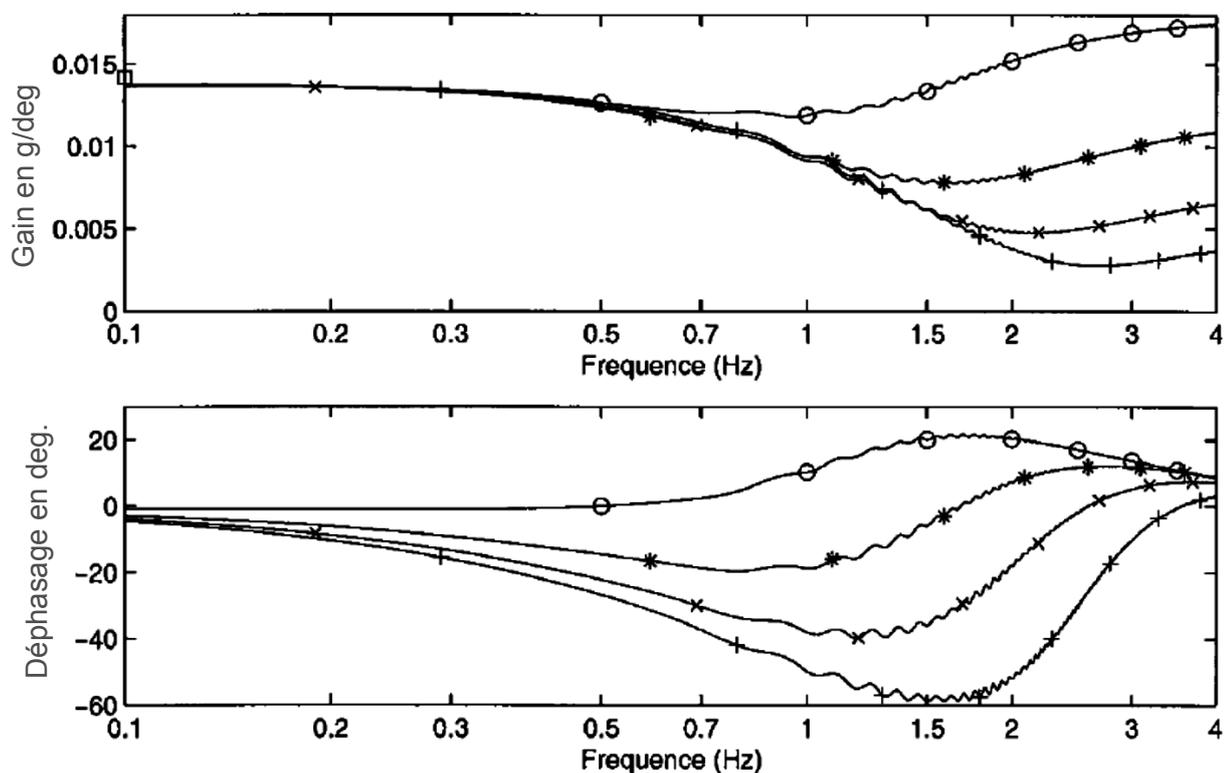


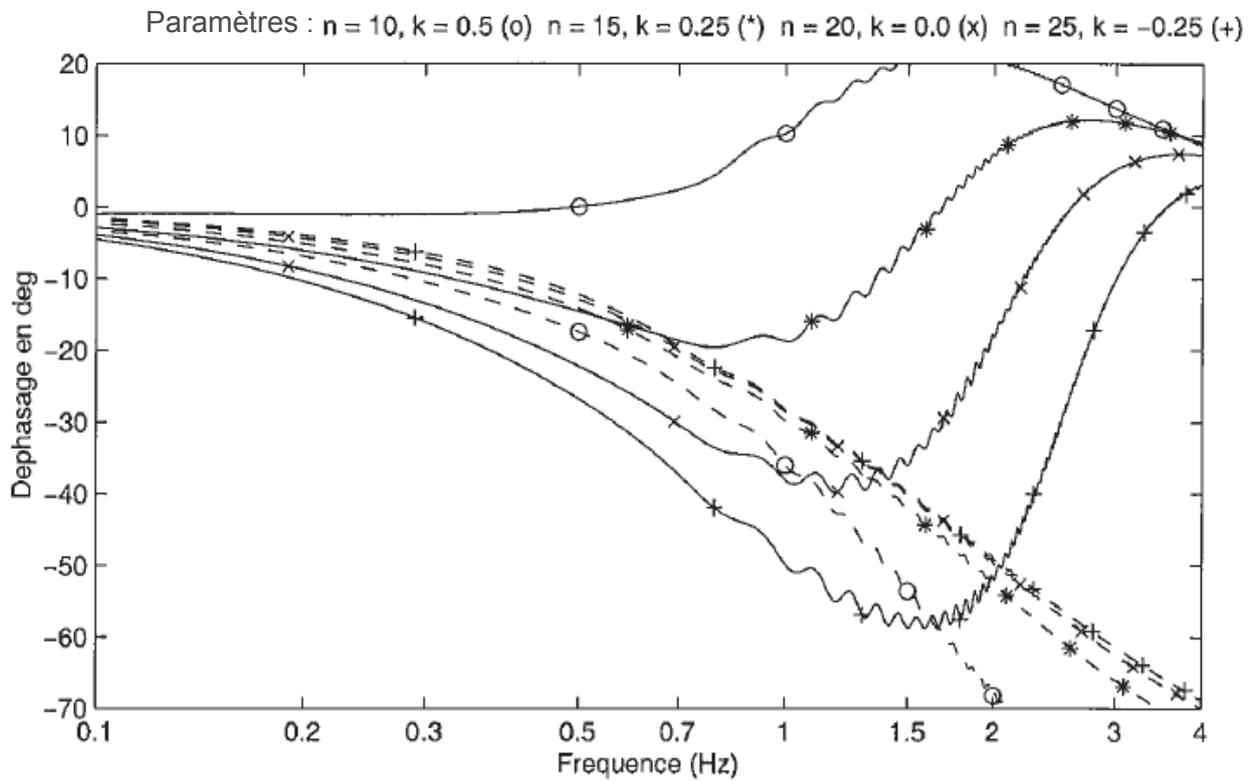
Diagramme de Bode (accélération latérale/angle volant) pour différents paramètres k et n

Paramètres : $n = 10, k = 0.5$ (o) $n = 15, k = 0.25$ (*) $n = 20, k = 0.0$ (x) $n = 25, k = -0.25$ (+)

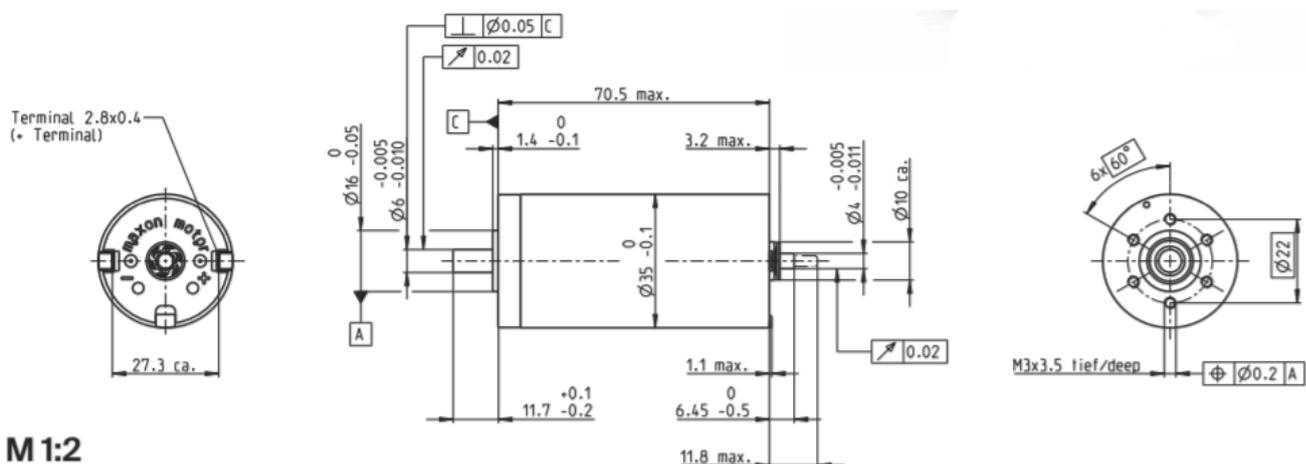
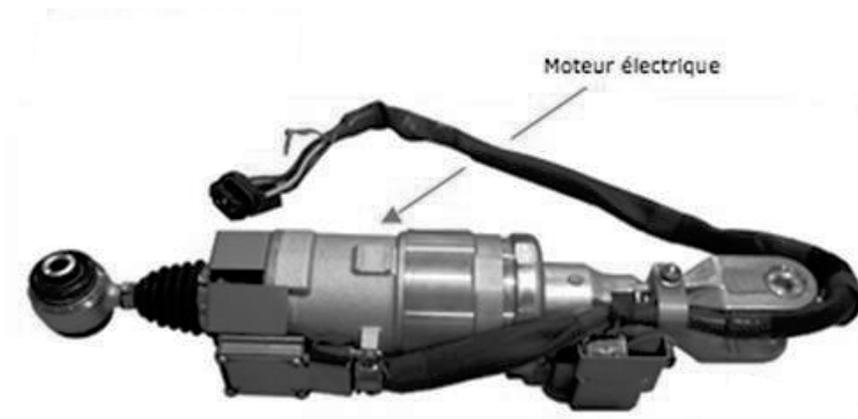


Annexe 4b :

Superposition de courbes de phase en accélération latérale (—) et en vitesse de lacet (---)



Annexe 5 : Documentation du moteur de l'actionneur

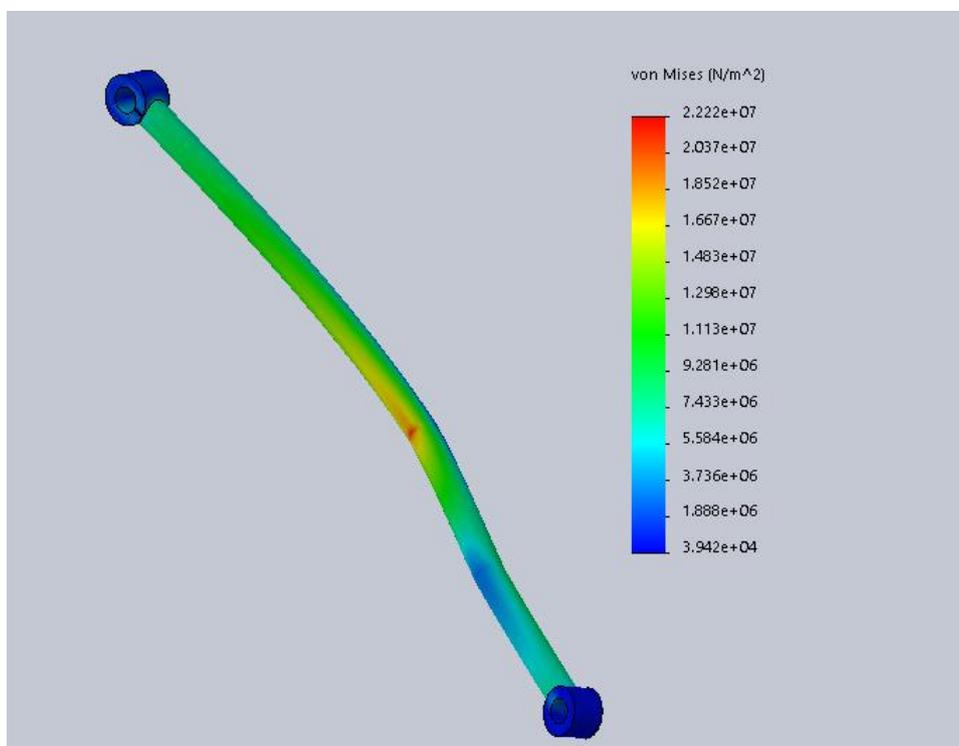
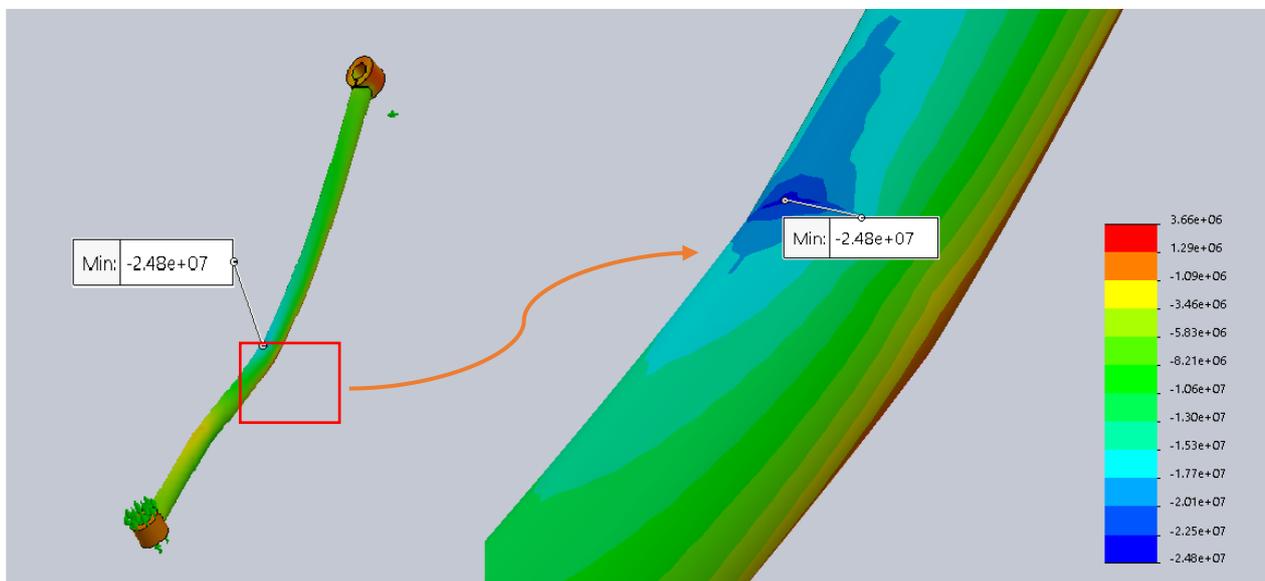


M 1:2

Caractéristiques moteur							
Tension nominale	V	12	18	24	36	48	60
Vitesse à vide	tr/min	8130	7200	7720	7940	6670	7690
Courant à vide	mA	320	177	146	101	58.6	57.5
Vitesse nominale	tr/min	7610	6640	7160	7410	6140	7160
Couple nominal (couple permanent max.)	mNm	77.7	120	121	128	138	132
Courant nominal (courant permanent max.)	A	6.00	5.32	4.26	3.07	2.08	1.84
Couple de démarrage	mNm	2080	1980	2030	2160	1860	2050
Courant de démarrage	A	152	84.8	69.3	50.3	27.3	27.7
Rendement max.	%	85	88	89	90	90	90
Résistance aux bornes	Ω	0.079	0.212	0.346	0.716	1.76	2.16
Inductivité	mH	0.026	0.077	0.121	0.260	0.658	0.776
Constante de couple	mNm/A	13.7	23.4	29.3	42.9	68.3	74.1
Constante de vitesse	tr/min/V	699	408	326	223	140	129
Pente vitesse/couple	tr/min/mNm	4.04	3.70	3.86	3.72	3.61	3.76
Constante de temps mécanique	ms	4.21	3.97	3.91	3.84	3.76	3.75
Inertie du rotor	gcm ²	99.5	102	96.6	98.7	99.5	95.2

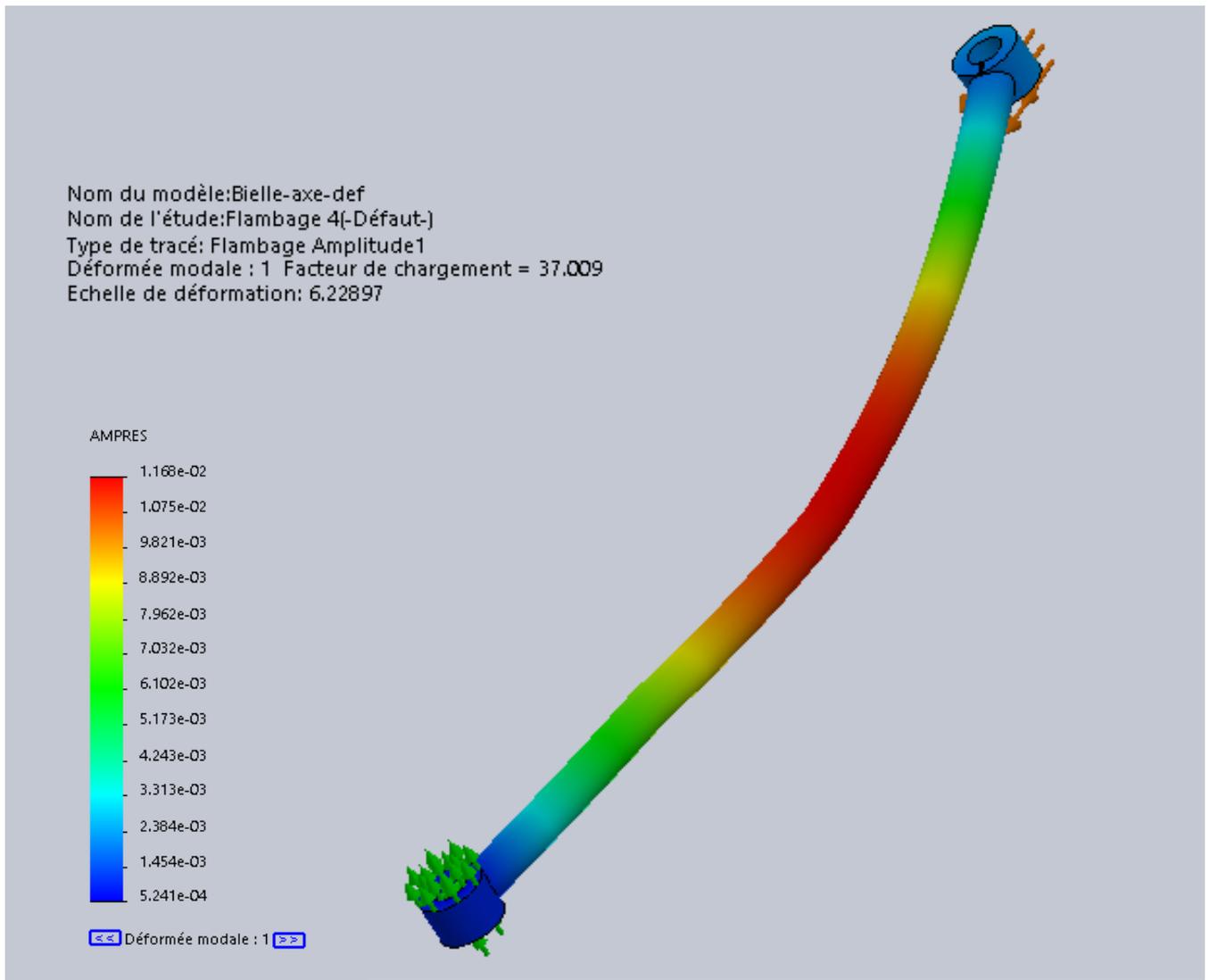
Annexe 6a : Contraintes au sein de la biellette

La composante de contrainte représentée est la contrainte σ_{xx} avec x la direction commune aux tronçons AB et CD avant déformation.



Répartition de contraintes de Von Mises

Annexe 6b : Modélisation par éléments finis du flambage I



Annexe 7a : Diagrammes de propriétés

Diagramme 1 :

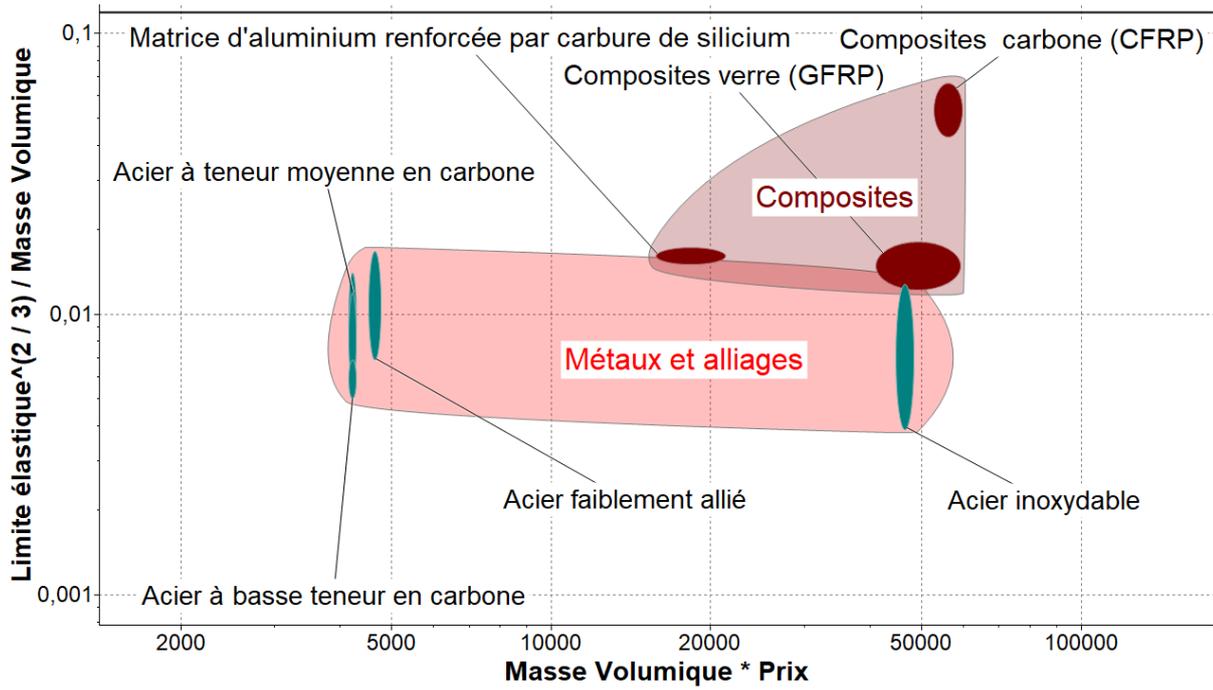
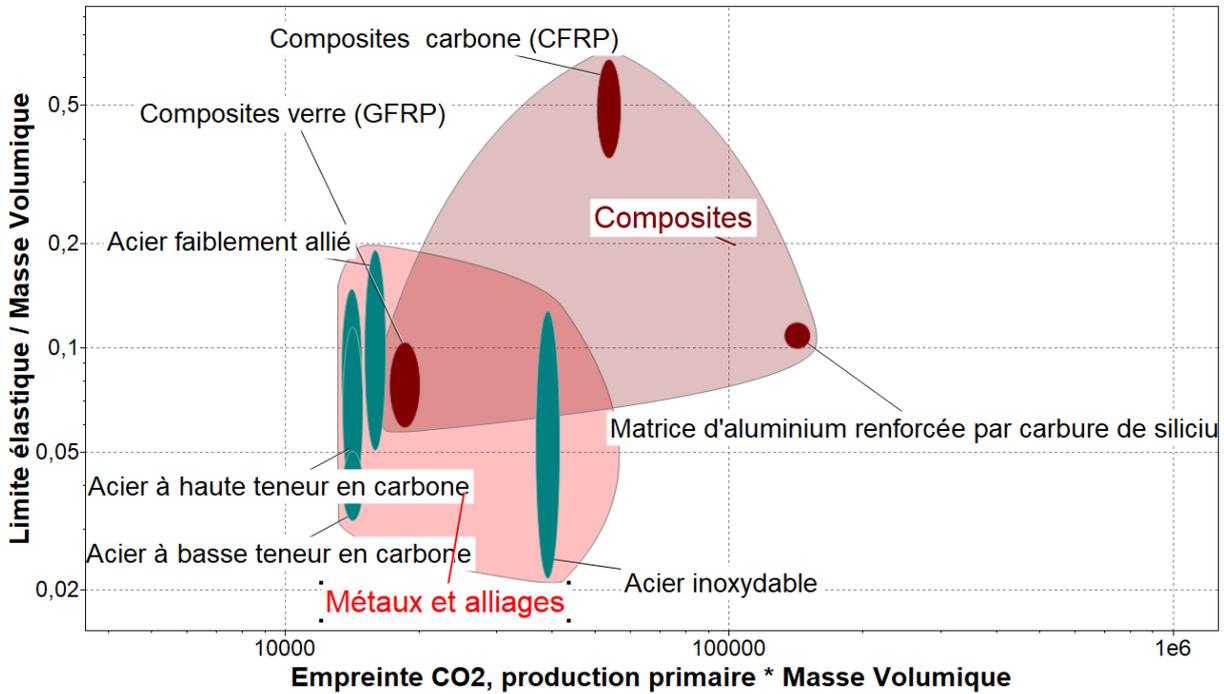


Diagramme 2 :



Annexe 7b : Diagrammes de propriétés

Diagramme 3 :

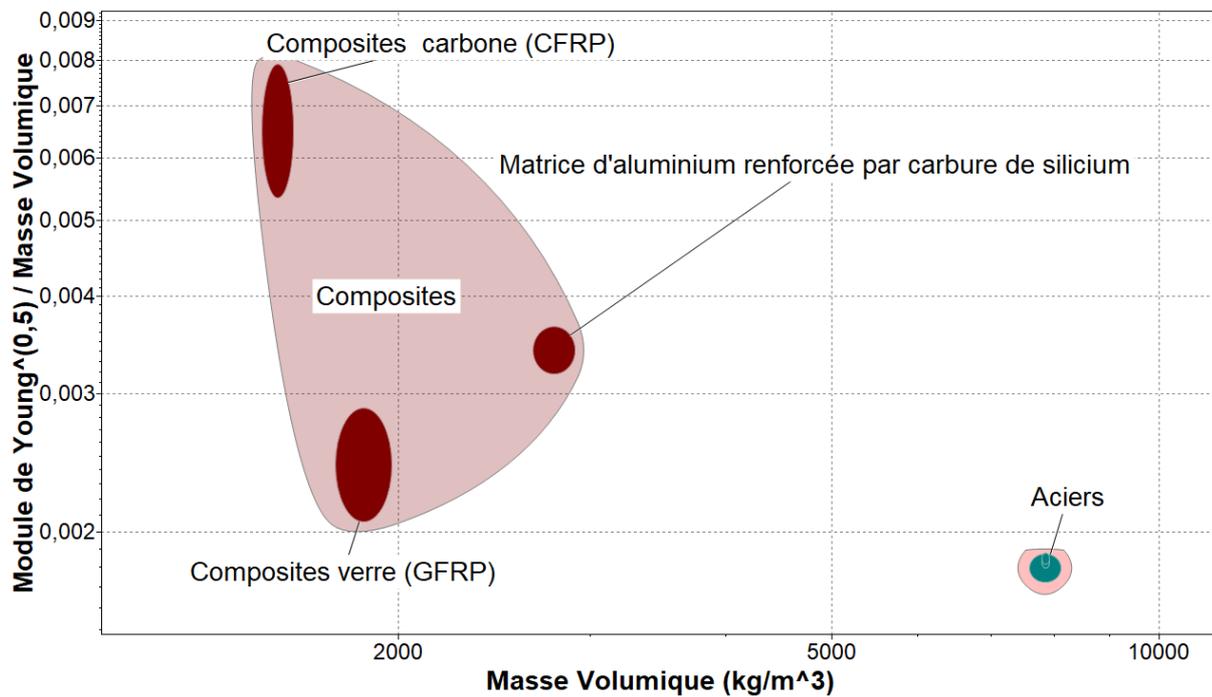
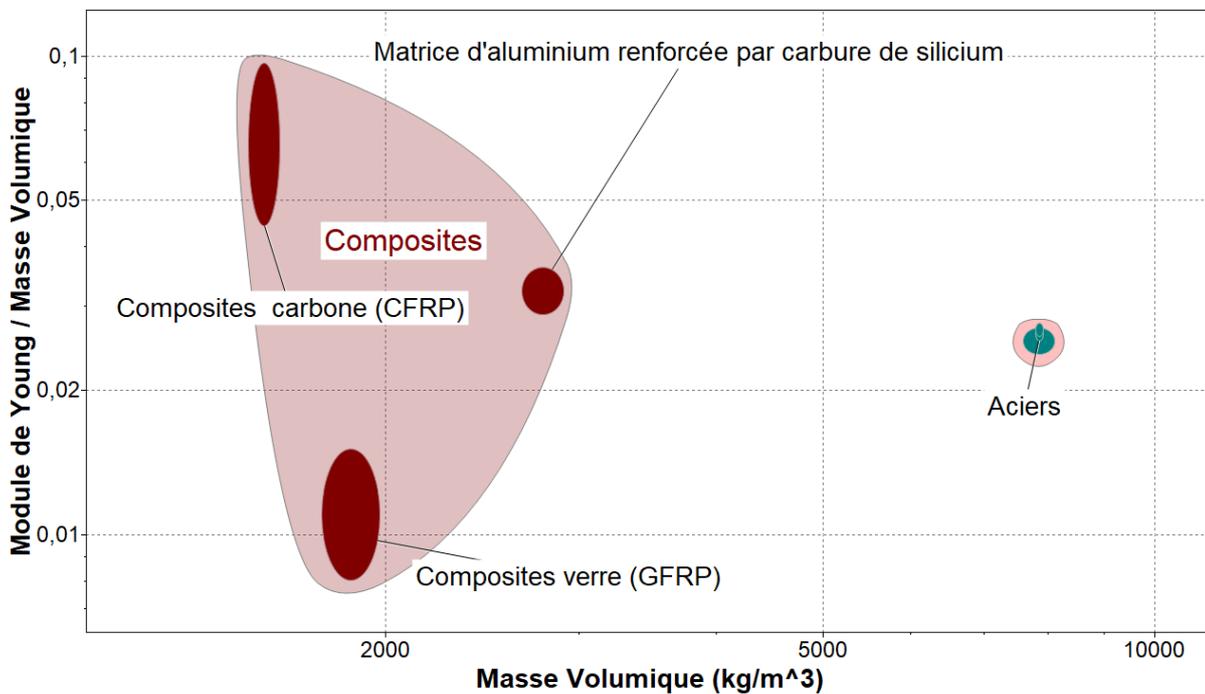
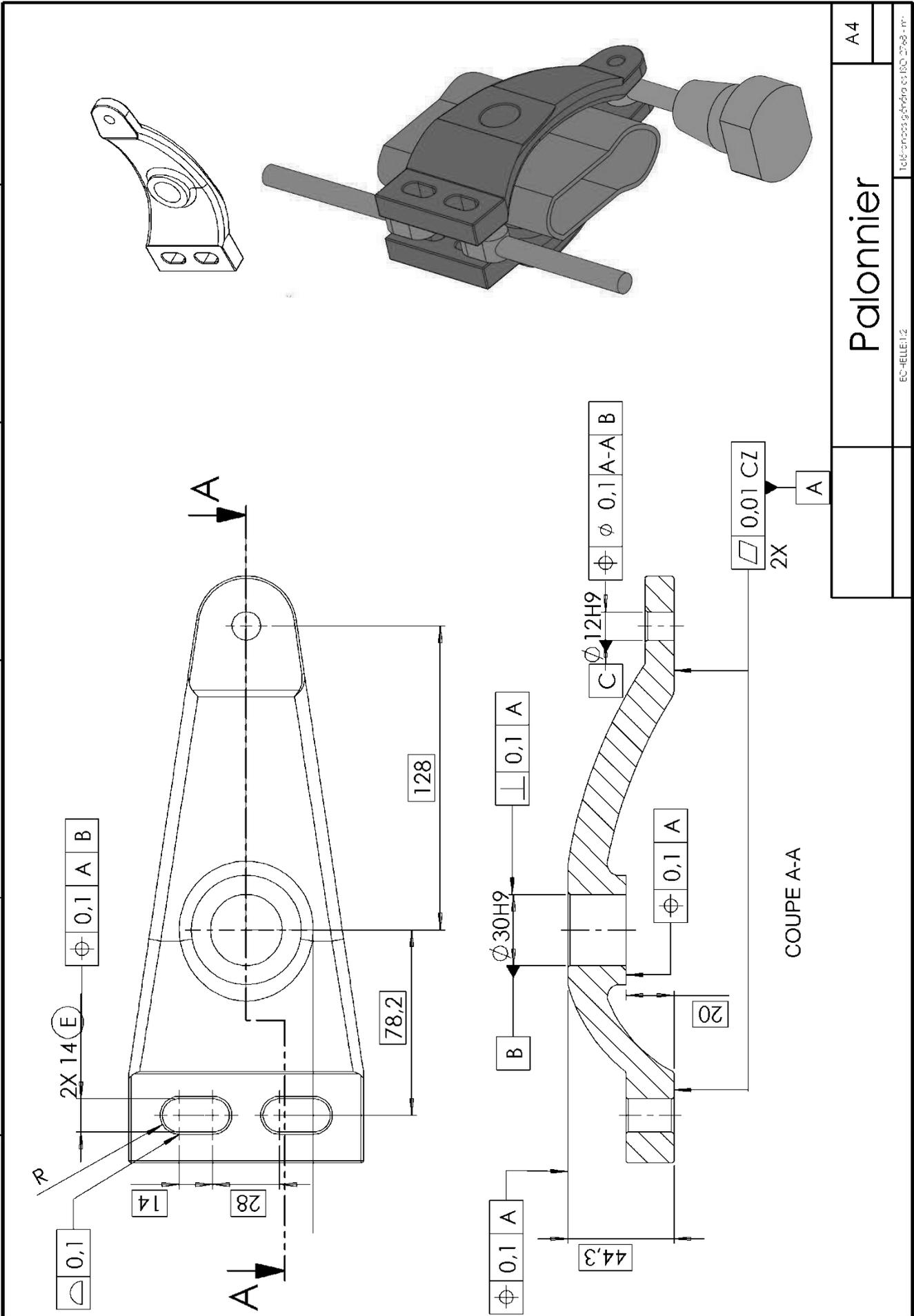


Diagramme 4 :



Annexe 8 : Dessin de définition du palonnier avec cotation partielle (ISO 8015)



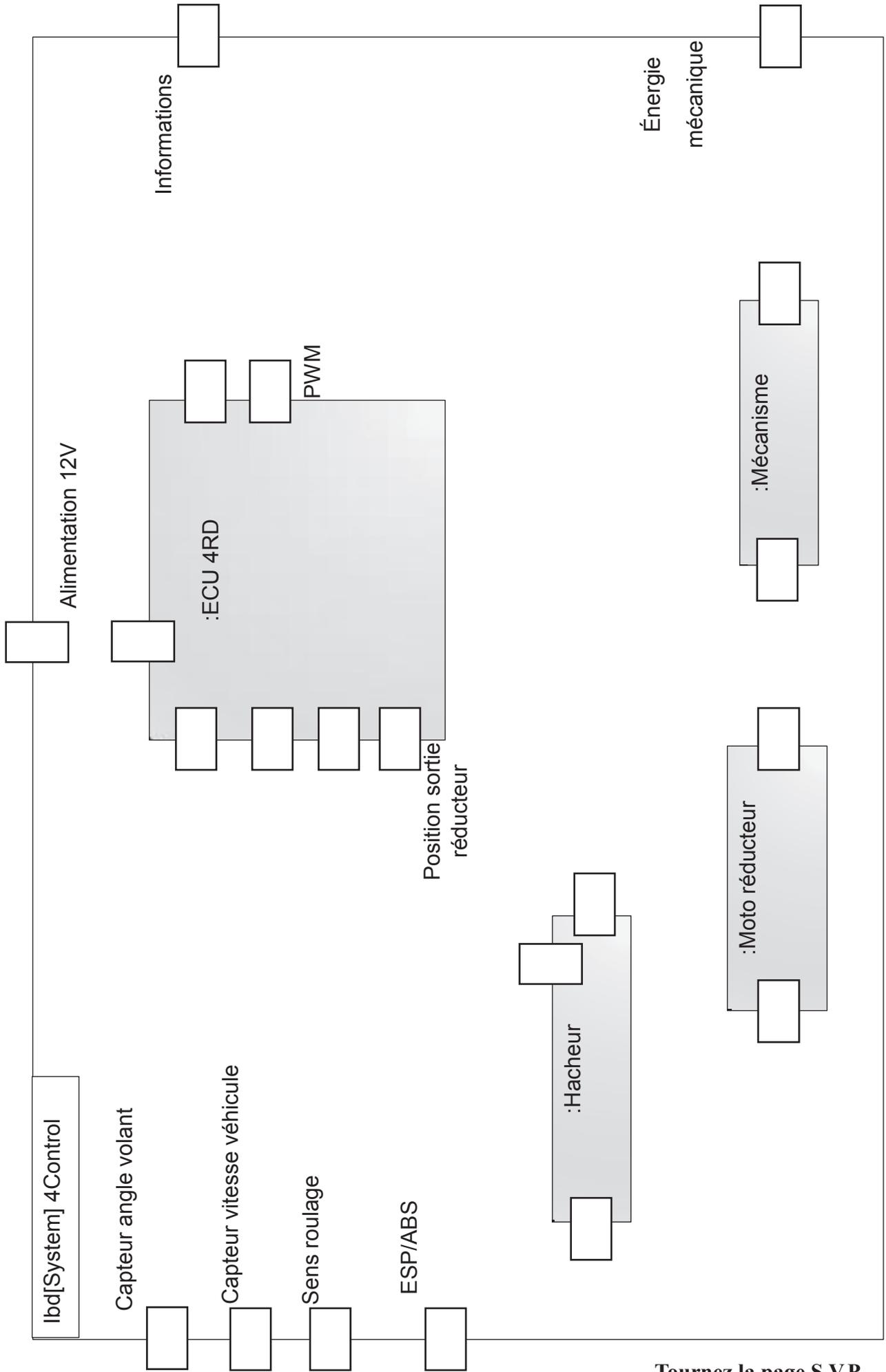
A4

Palonnier

EC-HELLE12
Téléphone: 04 78 48 01 10 27 88 - n°

NE RIEN ECRIRE DANS CE CADRE

DR1 : Diagramme de blocs internes



DR2 : Détermination de la course du vérin par tracé d'une épure

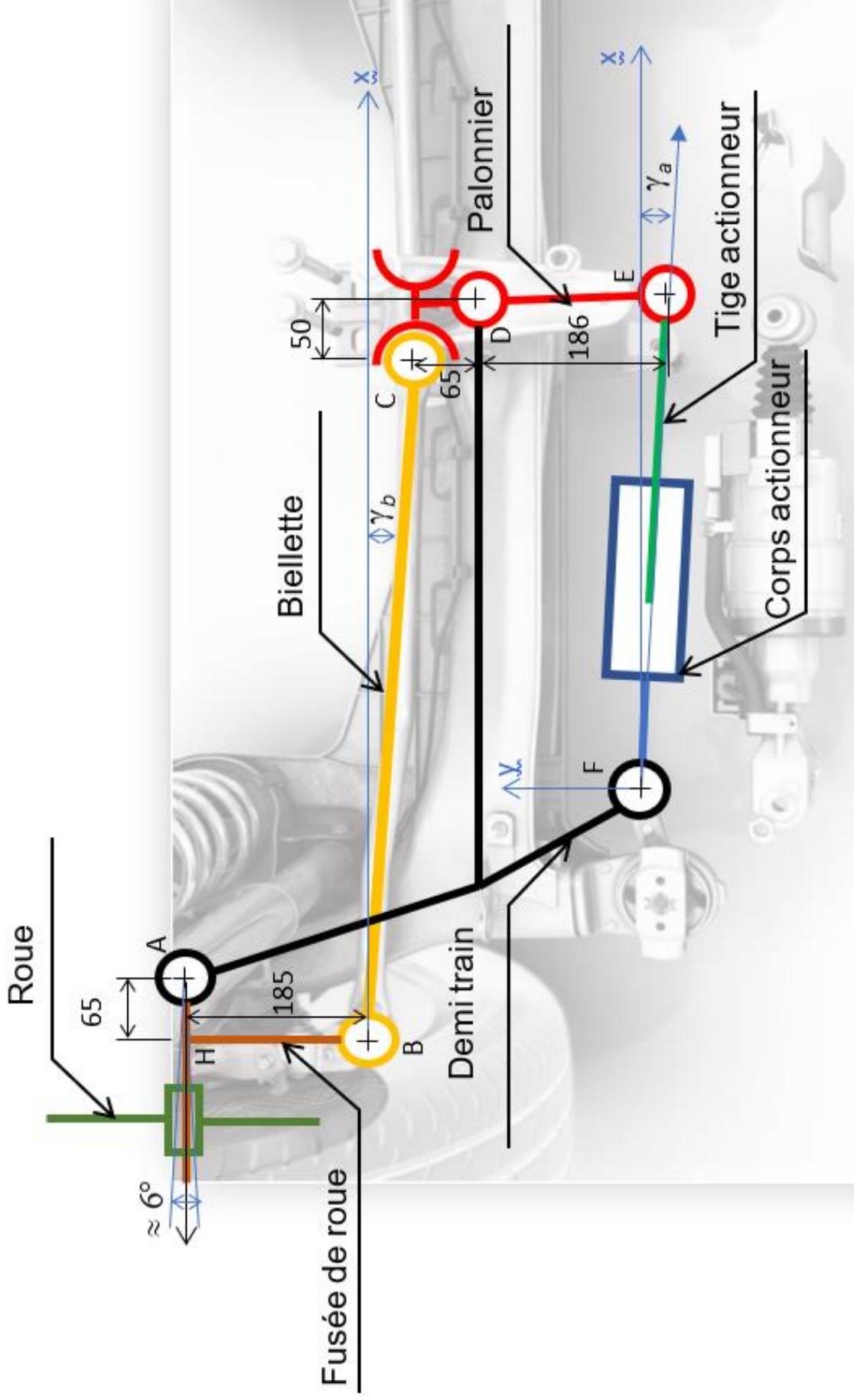
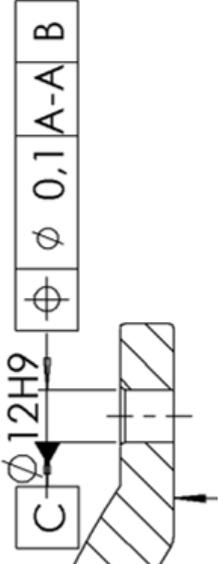


Schéma cinématique représenté en position neutre (roue à 0°)

NE RIEN ECRIRE DANS CE CADRE

DR3 : Fiche GPS

Fiche GPS no	1	Éléments non idéaux	Éléments idéaux
Spécification	Pièce : zone GPS	Éléments de référence	Références spécifiées : SIMPLE, COMPOSEE ; SYSTEME
Type :	orientation, forme, battement, position		
Auteur :	Candidat	Élément tolérancé	Zone de tolérance Contrainte :
	Modèle nominal		
		Objectif :	
			Caractéristique
Skin Model			

