

## Partie 1 : analyse de la structure préliminaire du E-SPIDER

Q1.	Voir DR1.
Q2.	Voir DR1.
Q3.	Voir DR1.
Q4.	Voir DR1.

## Partie 2 : respect du rayon de braquage

Q5.	Voir DR2 folio 1/2.
Q6.	Voir DR2 folio 1/2.
Q7.	Voir DR2 folio 1/2.
Q8.	Les deux degrés de mobilité interne sont les possibilités de rotation sur elles-mêmes des deux biellettes de direction.
Q9.	<p>L'analyse du DT5 indique que le mécanisme comporte 6 ensembles cinématiques, 3 liaisons pivot, 4 liaisons rotule, 1 degré de mobilité utile qui correspond à la rotation autour de l'axe de direction et 2 mobilités internes citées plus haut.</p> <p>Soit <math>h = (3 \times 5 + 4 \times 3) - 6 \times (6 - 1) + 1 + 2</math>  <math>h = 27 - 30 + 3</math>  <math>h = 0</math></p> <p>Le mécanisme est isostatique. C'est une meilleure garantie de vérifier l'épure de Jeantaud.</p>
Q10.	Voir DR2 folio 2/2.
Q11.	<p>Voir DR2 folio 1/2.</p> <p>La valeur calculée théorique est <math>\alpha_{avd} = 11^\circ</math>.</p> <p>La valeur issue de la simulation est <math>\alpha_{avd} = 12^\circ</math> soit un écart de <math>1/11 = 0,09</math>.</p> <p>Soit un écart de 9% qui est donc acceptable.</p> <p>Cet écart peut entraîner un léger ripage des roues sur le sol acceptable en tout terrain.</p>
Q12.	<p>Voir DR2 folio 1/2.</p> <p>Les roues arrières doivent être orientées dans le sens opposé des roues avant.</p> <p>Le point I est le centre instantané de rotation de l'E-spider par rapport au sol.</p>

### Partie 3 : étude d'optimisation du secteur denté de la direction

Q13.	Voir DR3 folio 2/2.
Q14.	Voir DR3 folio 2/2.
Q15.	Voir DR3 folio 2/2.
Q16.	Voir DR3 folio 1/2.
Q17.	Voir DR3 folio 2/2.

### Partie 4 : vérification de l'autonomie du véhicule

Q18.	Voir DR4.
Q19.	Voir DR4.
Q20.	Voir DR4.
Q21.	Voir DR4.
Q22.	Voir DR4.
Q23.	Voir DR4.
Q24.	$l = \sqrt{2500^2 + 1000^2} = 2692 \text{ m.}$
Q25.	$W_{\vec{P}, O \rightarrow H} = P \times H = 310 \times 9.81 \times 1000 = 3,04 \times 10^6 \text{ J.}$ Ce travail est récepteur car il s'oppose au déplacement souhaité.
Q26.	$\theta_{O \rightarrow H} = l \times 2\pi / (\pi \times D_{\text{roue}}) = 2692 \times 2 / (544 \times 10^{-3}) = 9900 \text{ rad.}$ $W_{\vec{C}_{rr,B}} = \delta \times Y_B \times \theta_{O \rightarrow H} = 10^{-2} \times 1010 \times 9900 = 99990 \text{ J.}$ $W_{\vec{C}_{rr,A}} = \delta \times Y_A \times \theta_{O \rightarrow H} = 10^{-2} \times 1820 \times 9900 = 180180 \text{ J.}$ Ces travaux sont récepteurs en énergie : le couple s'oppose au déplacement.
Q27.	On applique le théorème de l'énergie cinétique entre O et H. $\Delta E_c = \sum W_{\text{ext}} + \sum W_{\text{int}}$ $0 = -W_{\vec{P}, O \rightarrow H} - W_{\vec{C}_{rr,B}} - W_{\vec{C}_{rr,A}} + W_{\text{moteurs}}$ $W_{\text{moteurs}} = W_{\vec{P}, O \rightarrow H} + W_{\vec{C}_{rr,B}} + W_{\vec{C}_{rr,A}}$

	$W_{\text{moteurs}} = 3.32 \times 10^6 \text{ J.}$
<b>Q28.</b>	$W_{\text{cons-batteries}} = \frac{W_{\text{moteurs}}}{\mu} = \frac{3.32 \times 10^6}{0.825} = 4.02 \times 10^6 \text{ J}$
<b>Q29.</b>	<p>La batterie peut fournir 4 kW pendant 1h donc pendant 3600s soit une énergie emmagasinée de :</p> $W_{\text{stock-batteries}} = 4 \times 10^3 \times 3600 = 14.4 \times 10^6 \text{ J}$ <p>Pourcentage d'énergie utilisée :</p> $\frac{4.02 \times 10^6}{14.4 \times 10^6} = 0.28 \text{ soit } 28\% \text{ de l'énergie stockée.}$
<b>Q30.</b>	<p>Le travail qui s'oppose aux moteurs sur un parcours plat est seulement celui du couple résistant sur le reste du parcours :</p> $\theta_{47.3\text{km}} = 47.3 \times 10^3 \times 2 / (544 \times 10^{-3}) = 173900 \text{ rad}$ $W_{\text{moteurs}} = \delta(P) \times \theta_{47.3\text{km}} = 10^{-2} \times 3041 \times 173900 = 5.29 \times 10^6 \text{ J.}$ <p>L'énergie disponible restante disponible permet ce déplacement (<math>10.38 \times 10^6 \text{ J} &gt; 5.29 \times 10^6 \text{ J}</math>).</p>
<b>Q31.</b>	<p>Les paramètres influant sur la consommation énergétique :</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• masse du véhicule ;</li> <li>• glissement des roues ;</li> <li>• phases d'accélération (non négligeables) ;</li> <li>• consommation des autres composants électriques ;</li> <li>• frottement aérodynamique.</li> </ul>
<b>Q32.</b>	<p>Le travail du poids dans une phase de descente permettrait de recharger les batteries.  <u>Remarque</u> : cette recharge est estimée à 10 % suite à des essais.</p>

## Partie 5 : étude comparative de la suspension

<b>Q33.</b>	<p>On peut considérer qu'il y a amortissement quand la courbe oscille autour d'une position stable en restant dans une fourchette de <math>\pm 5\%</math> de cette valeur.</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• pour la courbe 1 : <math>\approx 1,8 \text{ s}</math> ;</li> <li>• pour la courbe 2 : <math>\approx 5 \text{ s}</math> ;</li> <li>• pour la courbe 3 : <math>\approx 2 \text{ s}</math>.</li> </ul>
<b>Q34.</b>	<p>La courbe 1 effectue 3 oscillations avant de se stabiliser, la 2<sup>ème</sup> : 6 oscillations et la 3<sup>ème</sup> : 1,5. Cette dernière donnera moins d'effets « rebond », pouvant parfois causer des troubles de « mal de mer ». L'amortisseur sera choisi car il est léger, de maintenance et réglage aisé et ses qualités d'amorti sont aussi bonnes que le Rosta.</p>
<b>Q35.</b>	Voir DR5.
<b>Q36.</b>	Voir DR5.
<b>Q37.</b>	Voir DR5.

## Partie 6 : optimisation de la traverse

Q38.	Voir DR6.
Q39.	Voir DR6.
Q40.	Voir DR6.
Q41.	Voir DR6.
Q42.	Voir DR6.
Q43.	Voir DR6.
Q44.	Voir DR6.
Q45.	<p>La contrainte maximale est <math>\sigma_{\max i} = 100,4 \text{ MPa}</math>.</p> <p>Le coefficient de sécurité est <math>s = \frac{R_e}{\sigma_{\max i}} = \frac{145}{100,4} = 1,4</math>.</p> <p>L'analyse du DT7 montre que les contraintes les plus élevées sont localisées à l'endroit du changement de section le plus marqué.</p> <p>Il est envisageable de créer une évolution plus progressive des formes ici de façon à limiter un maximum de contraintes à 70 MPa (couleur jaune).</p> <p>Les procédés possibles : moulage, mécano soudure, ...</p>

## Partie 7 : re-conception de la liaison pivot entre l'ensemble nacelle et la traverse avant

Q46.	<p>Le montage en « O » doublement justifié :</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• la charge radiale est en porte à faux ;</li> <li>• les bagues extérieures sont serrées (logement tournant/direction charge) pré-charge réglée sur les bagues intérieures.</li> </ul>
Q47.	<p>Le plus petit roulement proposé peut être retenu car ses charges statiques et dynamiques de base sont largement supérieures à celles du roulement d'origine. Le plus petit sera plus léger.</p>
Q48.	Voir DR7.
Q49.	En fonction de la conception.
Q50.	En fonction de la conception.

Figures 1 et 2 : réponses à la Q1)

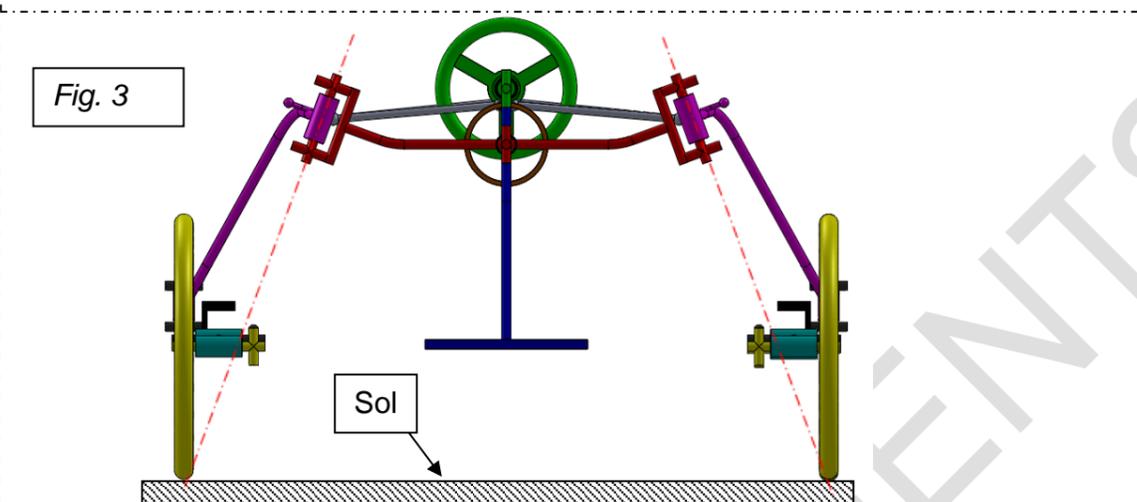
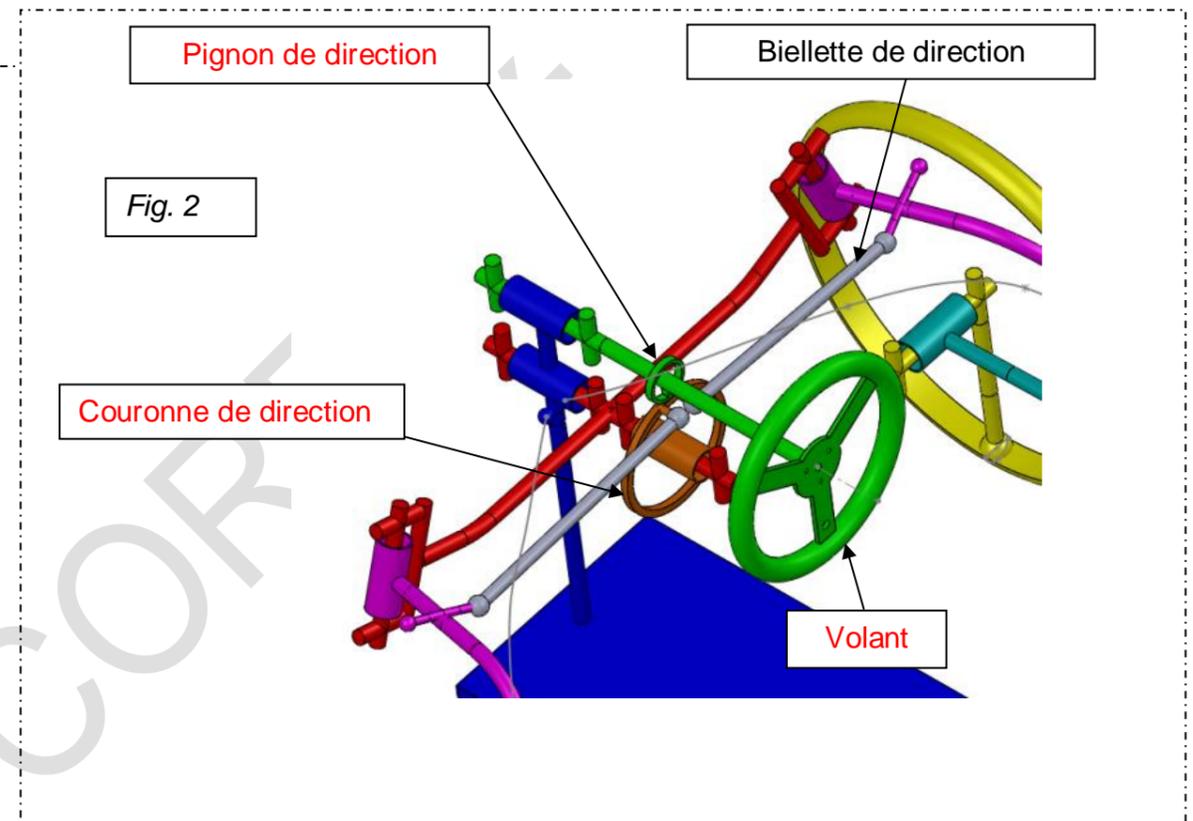
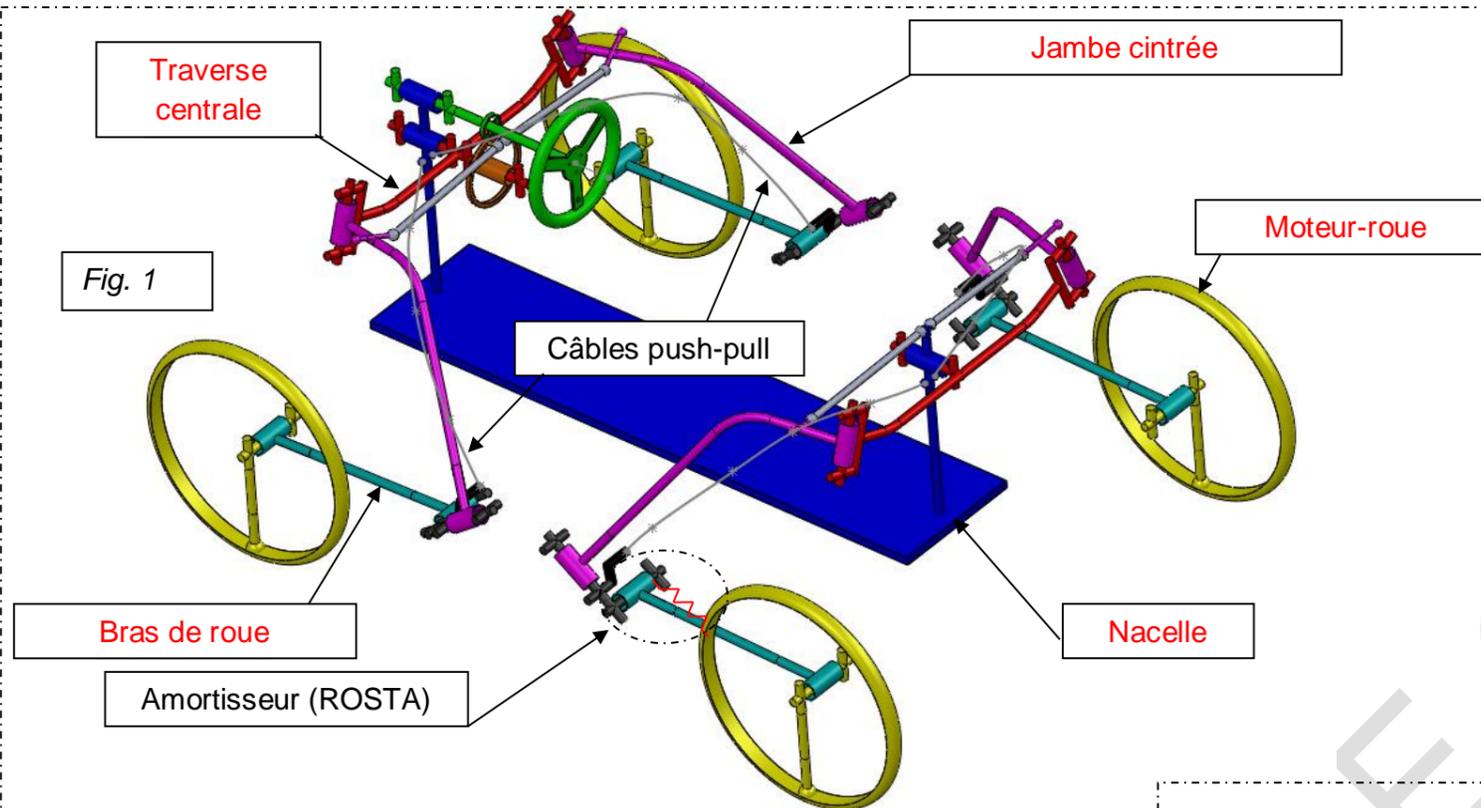
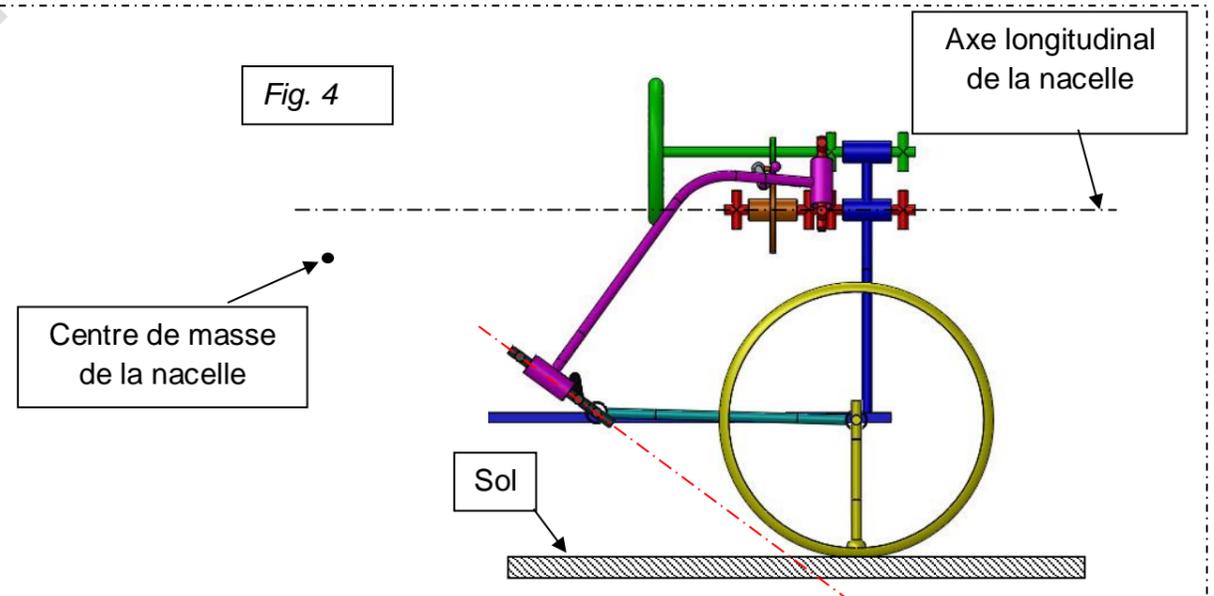


Fig. 4

**Q2) Exigence 1.1.4 respectée ?**

Oui, car les axes de pivot des roues sont proches du point de contact des roues avec le sol.

**Q3) Exigence respectée ?**

L'exigence est respectée car cet axe passe sous le point de contact entre la roue et le sol.

**Q4) Pendularité respectée ?**

Exigence respectée car le centre de masse est sous l'axe longitudinal.

Exigence :

Id1.1.2 : Position centre de gravité nacelle / axe longitudinal.

**Q6)** expression de  $\alpha_{avg}$  et  $\alpha_{avd}$

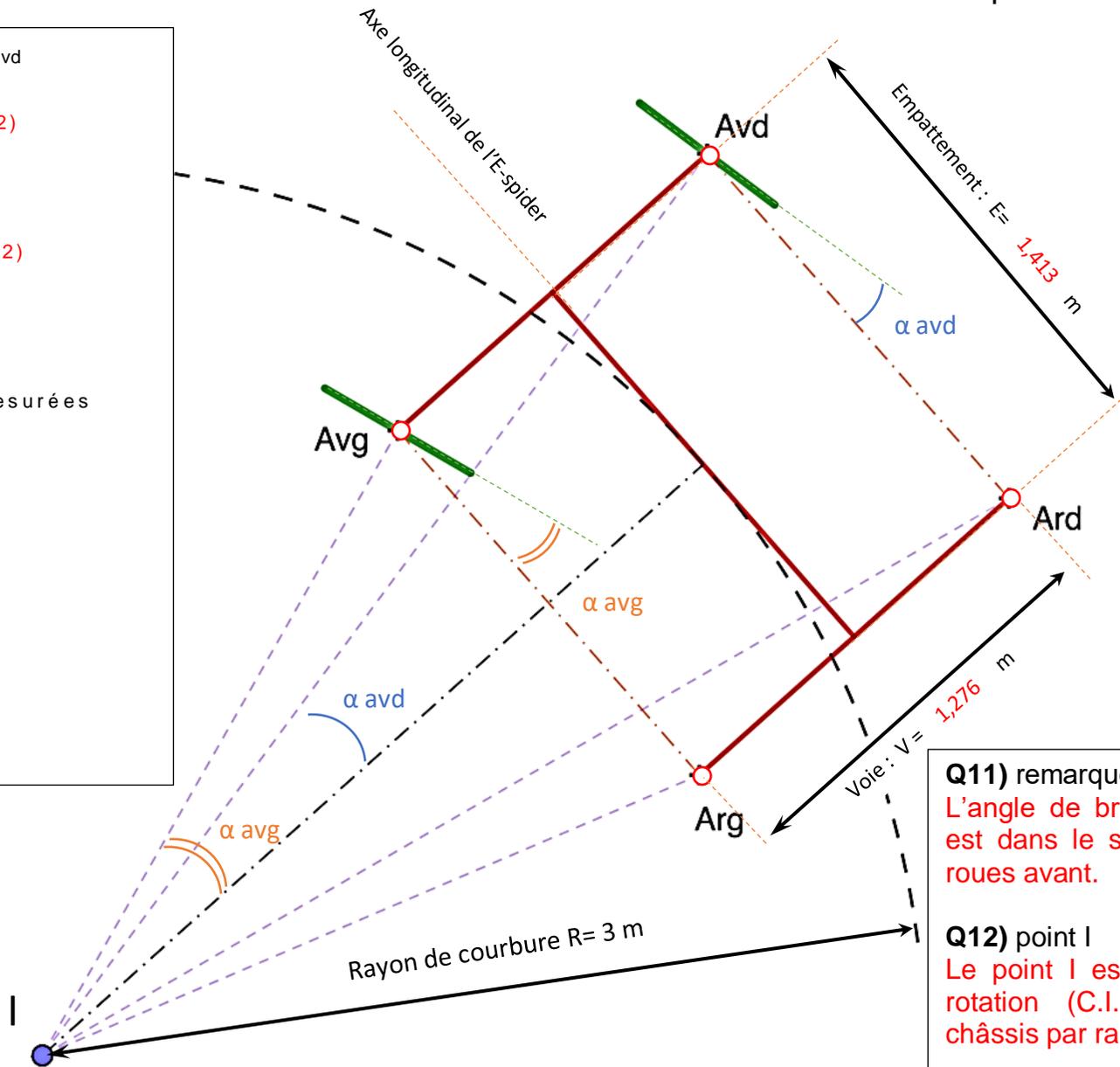
$\tan \alpha_{avg} = (E/2)/(R-V/2)$

$\tan \alpha_{avd} = (E/2)/(R+V/2)$

**Q7)** valeurs calculées ou mesurées

$\alpha_{avg} = 16,7^\circ$

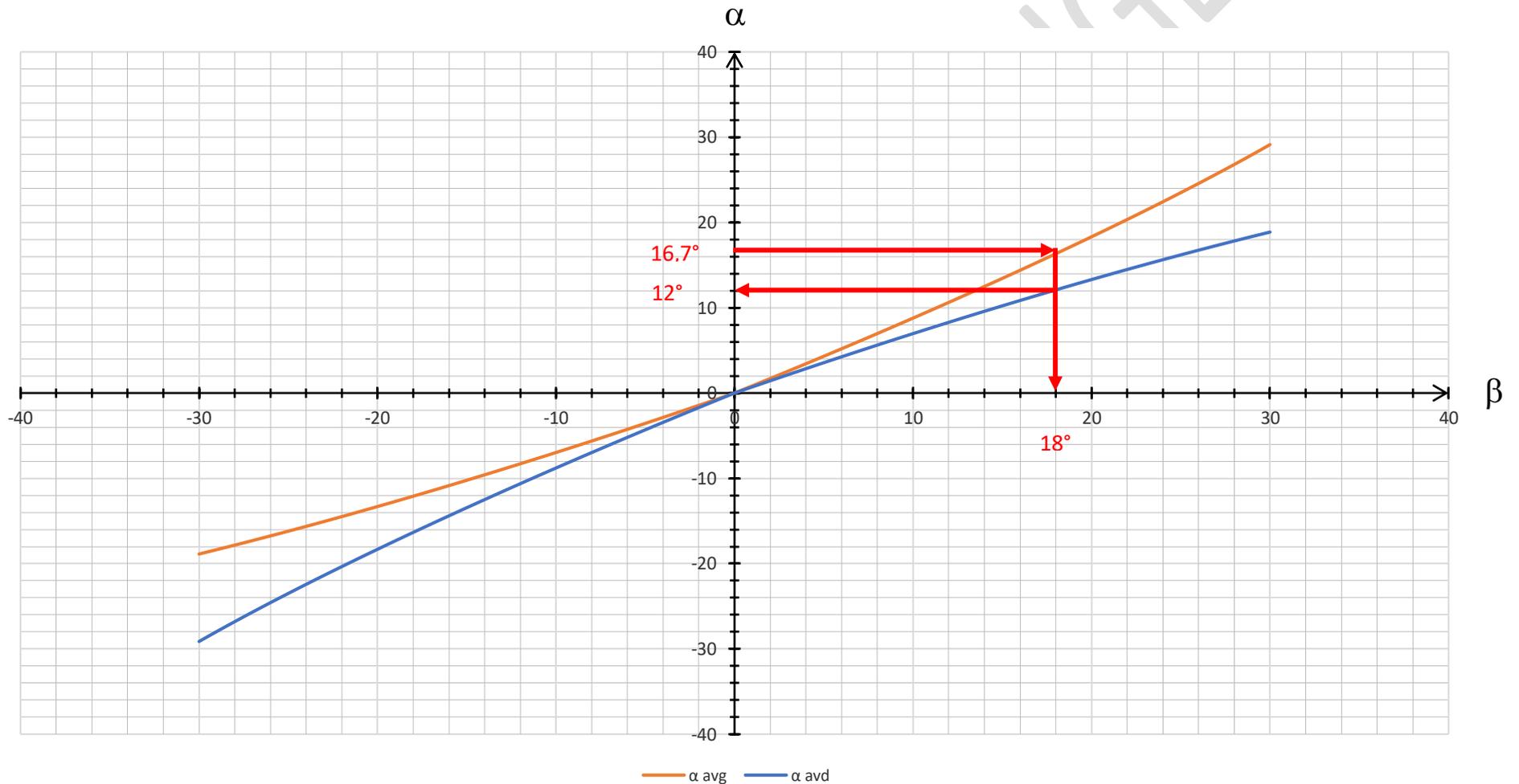
$\alpha_{avd} = 11^\circ$

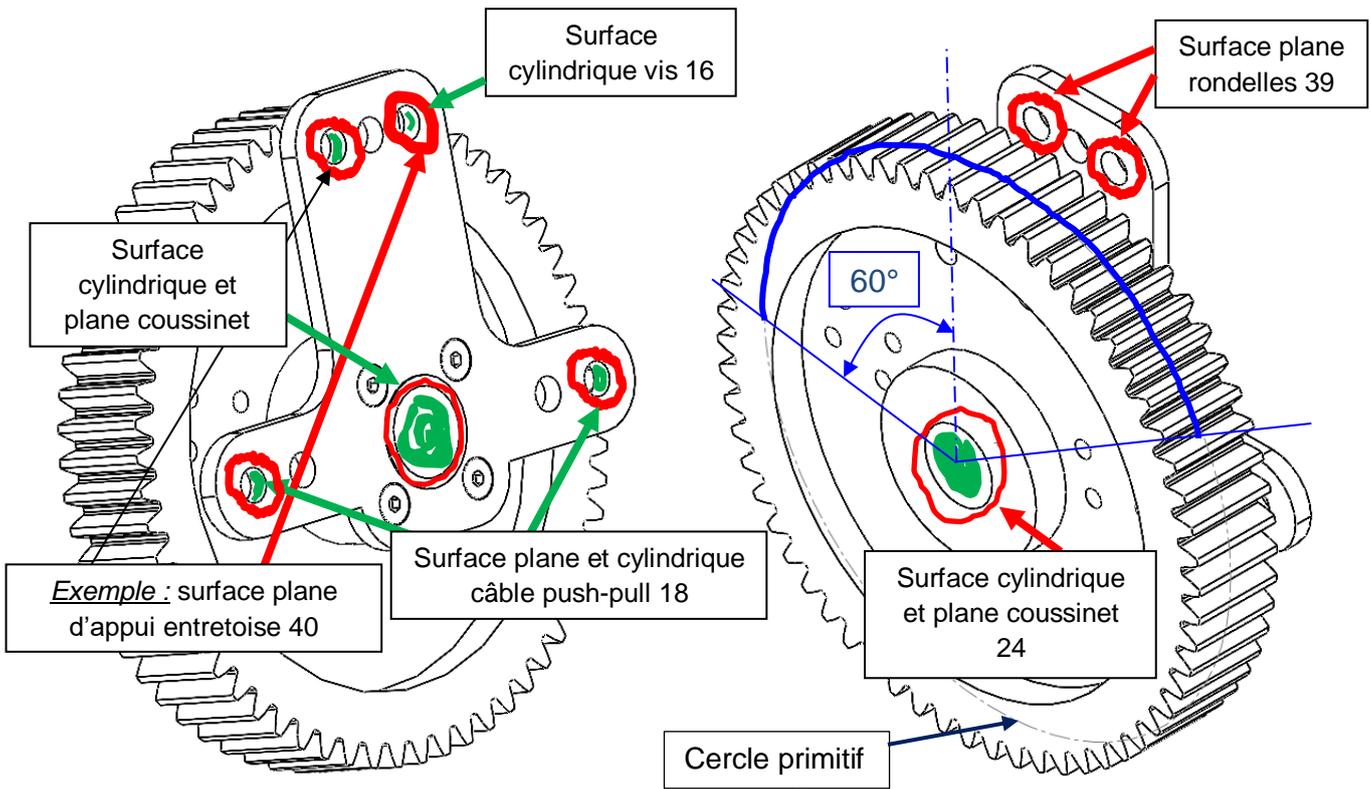


**Q11)** remarque  $\alpha_{ar}$   
 L'angle de braquage des roues arrière est dans le sens opposé de celui des roues avant.

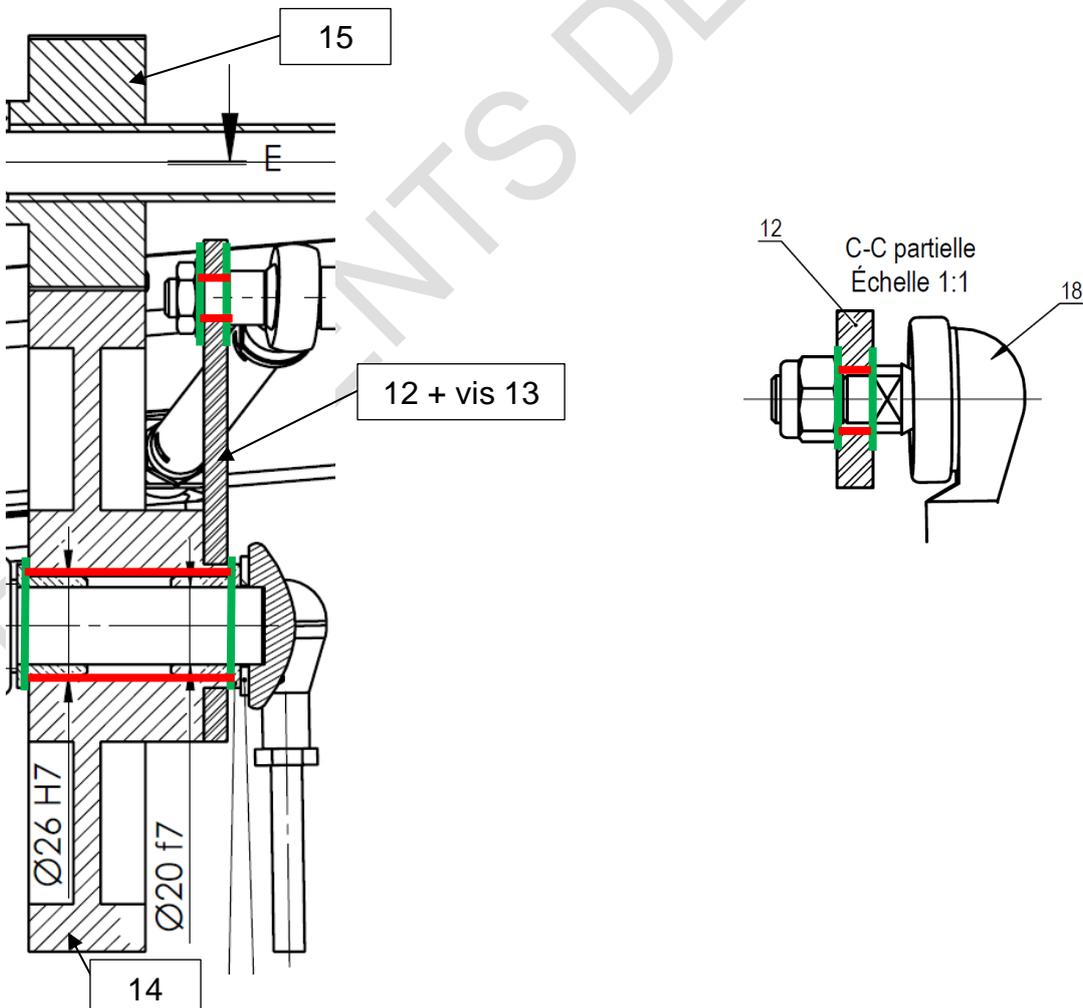
**Q12)** point I  
 Le point I est le centre instantané de rotation (C.I.R.) du mouvement du châssis par rapport à la chaussée.

Angle de braquage des roues avant en situation de virage à gauche sur un rayon de courbure de 3 mètres en fonction de l'angle de rotation de la couronne/traverse avant.



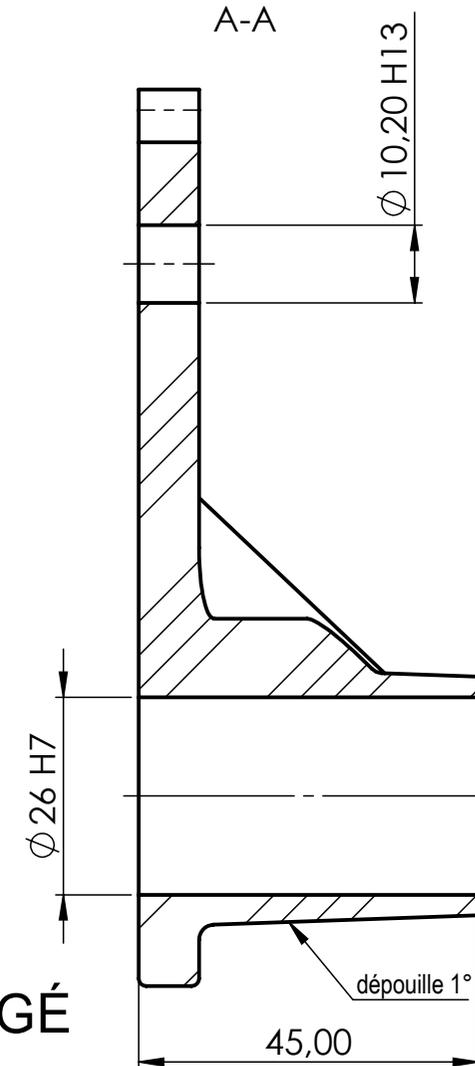
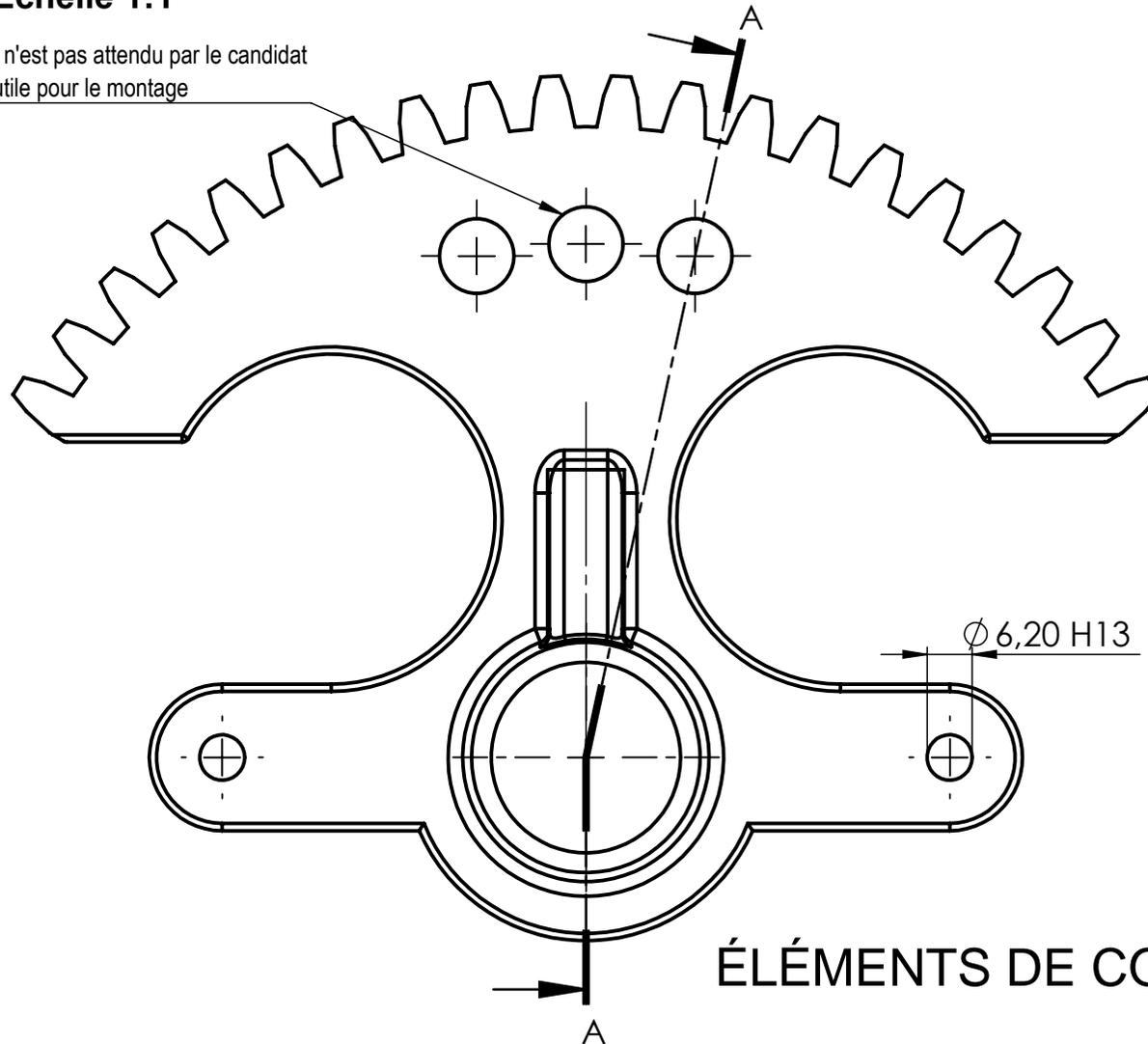


Coupe B – B



Echelle 1:1

Perçage qui n'est pas attendu par le candidat  
Seulement utile pour le montage



ÉLÉMENTS DE CORRIGÉ

Q13) Nombre de dents Couronne :

Rapport de transmission :  $150/50 = 3$   
donc nb dents  $Z14 = Z15 * 3 = 20 * 3 = 60$  dts

Q14) Calcul Diamètre primitif  $D_p$ :

$D_p = m * Z14 = 3 * 60 = 180$  mm

Couronne entière ? **Aucun intérêt si qu'une partie du secteur est utilisé**

Q15) Nombre de dents secteur denté:

Débattement de  $\pm 50^\circ$  donc  $50 * 60 / 360 = 8.3$  donc 9 dents de chaque côté du plan médian +1 dent (marge de débattement) soit 20 dents au total.

Le débattement angulaire réel sur le nouveau composant correspondra à

$\pm 10 * p * 2 / D_p = 10 * \pi * 3 * 2 / 180 = \pi / 3 = \pm 60^\circ$

**Q18) Repère exigence : Id 1.7.**  
Diamètre d'une roue : 20 pouces soit 554 mm  
Coefficient d'adhérence f : 0.6

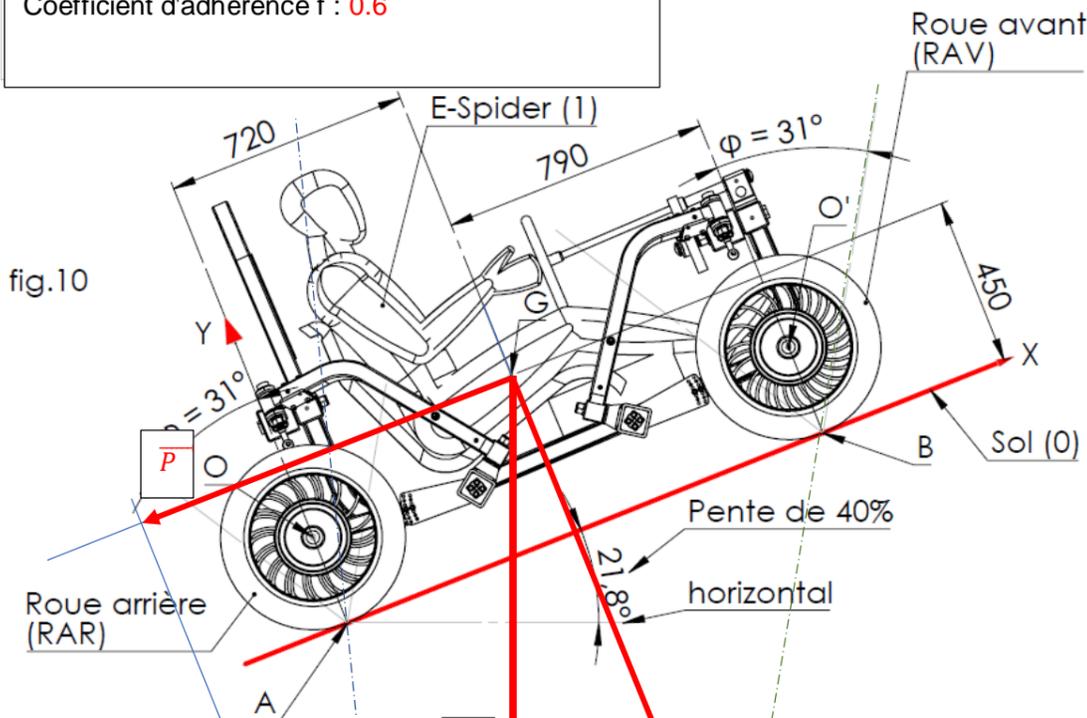
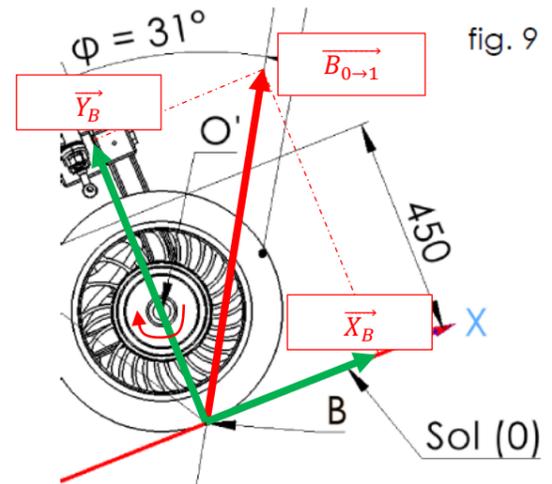


fig.10

**Q19)**

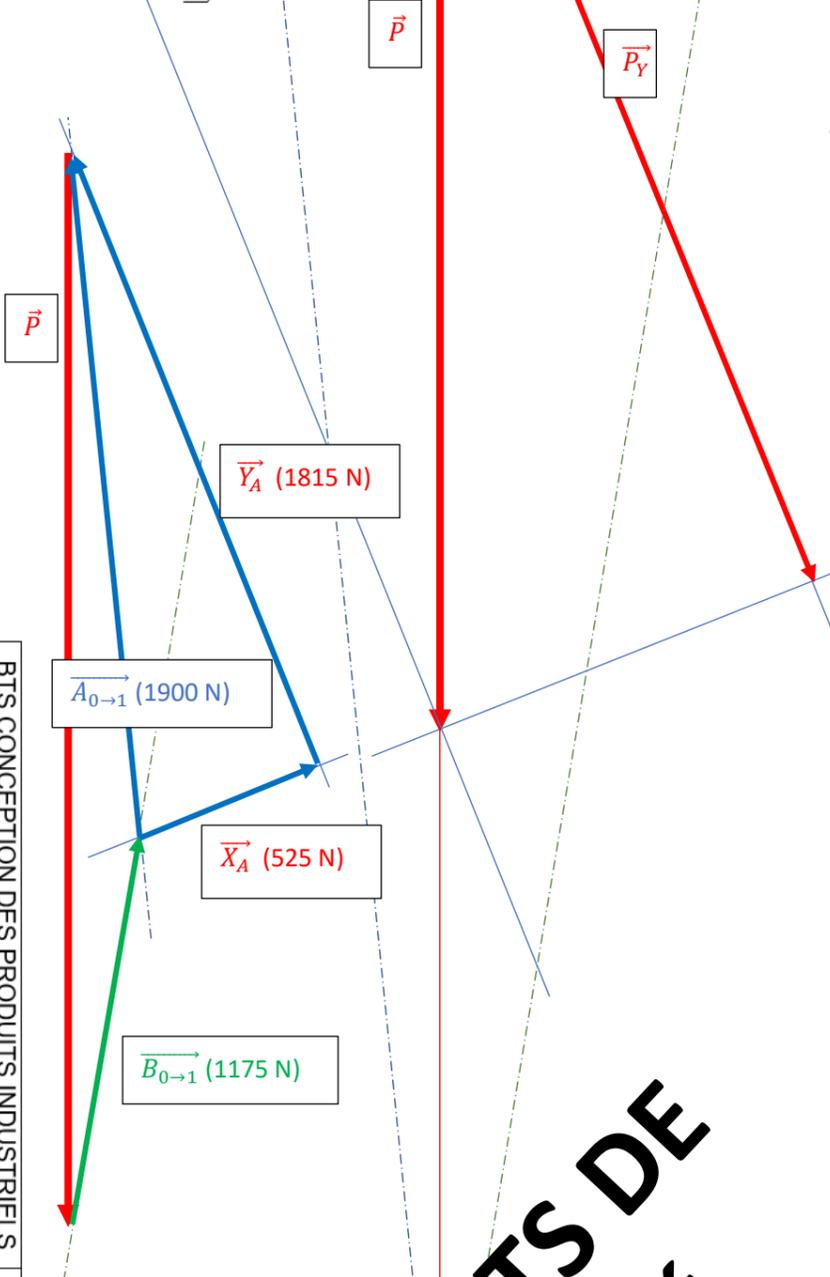
$$\{\tau_{B,0 \rightarrow 1}\} = \{\vec{B}_{0 \rightarrow 1}\} = \begin{pmatrix} X_B & 0 \\ Y_B & 0 \\ 0 & 0 \end{pmatrix}_{B, \vec{x}, \vec{y}}$$

ou graphiquement



Relation composantes :

$$\frac{X_B}{Y_B} = \tan \varphi = 0.6$$



**Q20) Masse E-Spider + pilote :**  $M_{ensemble} = 230+80 = 310 \text{ Kg}$

Poids  $P = \|\vec{P}\| = 310 \times 9,81 = 3041 \text{ N}$

Composantes du poids P :

$$P_x = P \times \sin 21.8 = 3041 \times \sin 21.8 = 1130 \text{ N}$$

$$P_y = P \times \cos 21.8 = 3041 \times \cos 21.8 = 2824 \text{ N}$$

**Q21) Théorème de la résultante statique**

$$\vec{P} + \vec{B}_{0 \rightarrow 1} + \vec{A}_{0 \rightarrow 1} = \vec{0}$$

$$/x : X_A + X_B - P_x = 0$$

$$/y : Y_A + Y_B - P_y = 0$$

**Théorème du moment statique en A :**

$$\vec{M}_{A, B_{0 \rightarrow 1}} + \vec{M}_{A, P} = \vec{0}$$

$$/z : (720+790) Y_B + 450 P_x - 720 P_y = 0$$

$$Y_B = (720 P_y - 450 P_x) / 1510 = 1010 \text{ N}$$

$$X_B = f \times Y_B = 606 \text{ N}$$

$$Y_A = P_y - Y_B = 1814 \text{ N}$$

$$X_A = P_x - X_B = 524 \text{ N}$$

**Q22) Adhérence?**

$$\frac{X_A}{Y_A} = \frac{524}{1814} = 0.28 < 0.6 \text{ donc l'adhérence en A est vérifiée également.}$$

**Q23) Théorème du moment statique en O' :**

$$\vec{M}_{O', B_{0 \rightarrow 1}} + \vec{C}_m = \vec{0}$$

$$/z : (D_{roue}/2) X_B + C_m = 0$$

$$C_m = - (D_{roue}/2) X_B = ((554 \times 10^{-3})/2) \times 300$$

$$C_m = -83 \text{ N.m}$$

Conclusion : La pente peut être franchie pendant une période courte car le couple nécessaire est proche du couple crête nécessitant une consommation très élevée et usant pour les moteurs.

**ÉLÉMENTS DE CORRIGÉ**

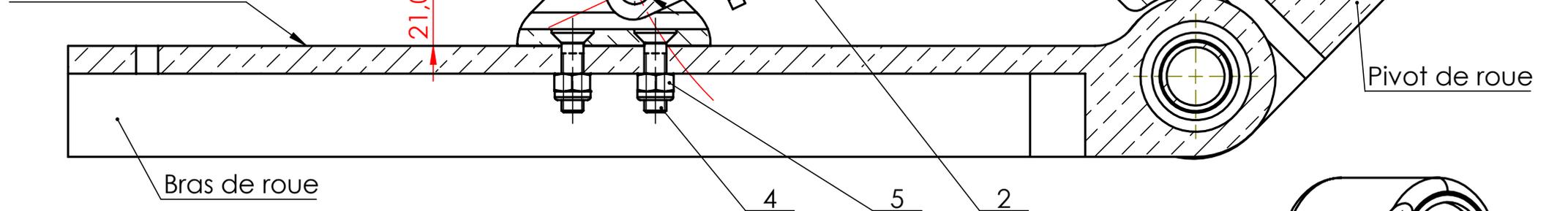
# DR5 - Montage amortisseur

Echelle 1: 2

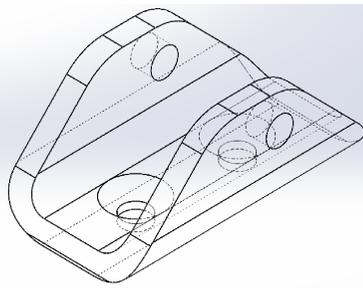
Calcul distance mini axe chape / surface supérieure bras de roue :

épaisseur chape 6 mm  
 rayon chape amortisseur : 12 mm  
 Jeu fonctionnel : 3 mm  
 distance = 6 + 12 + 3 = 21 mm

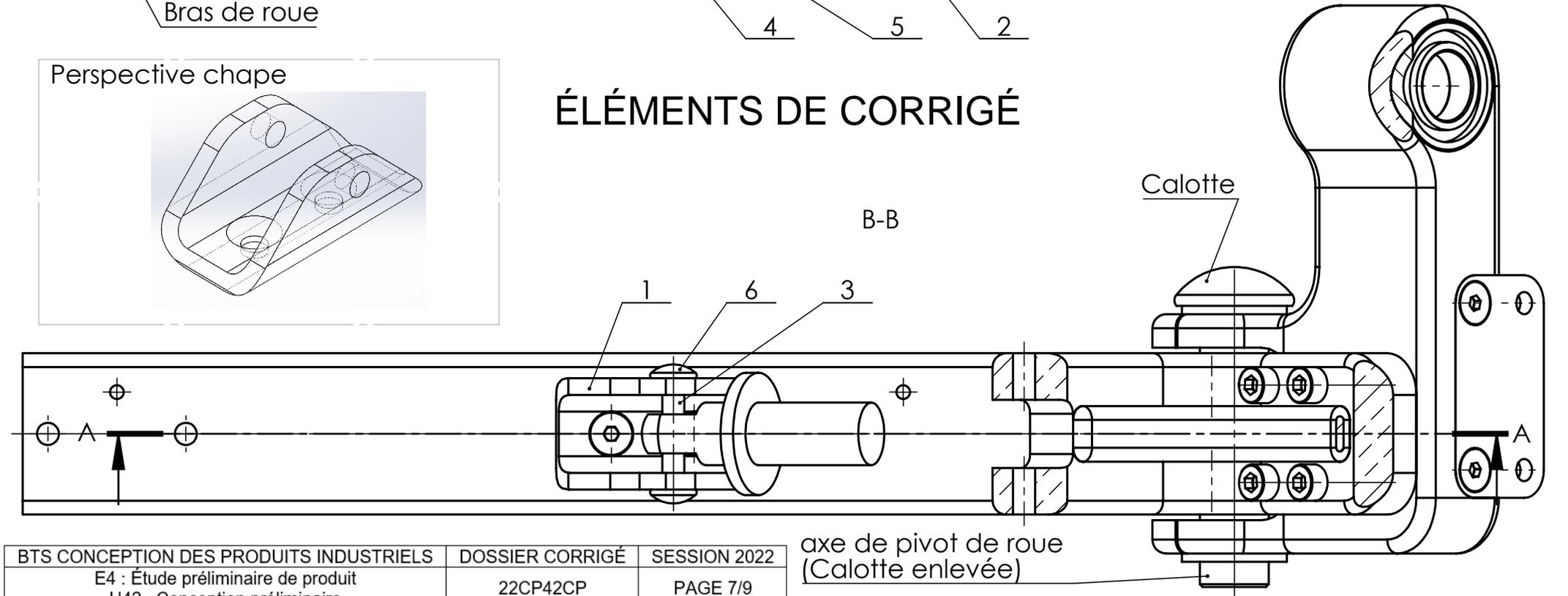
surface supérieure bras de roue



Perspective chape

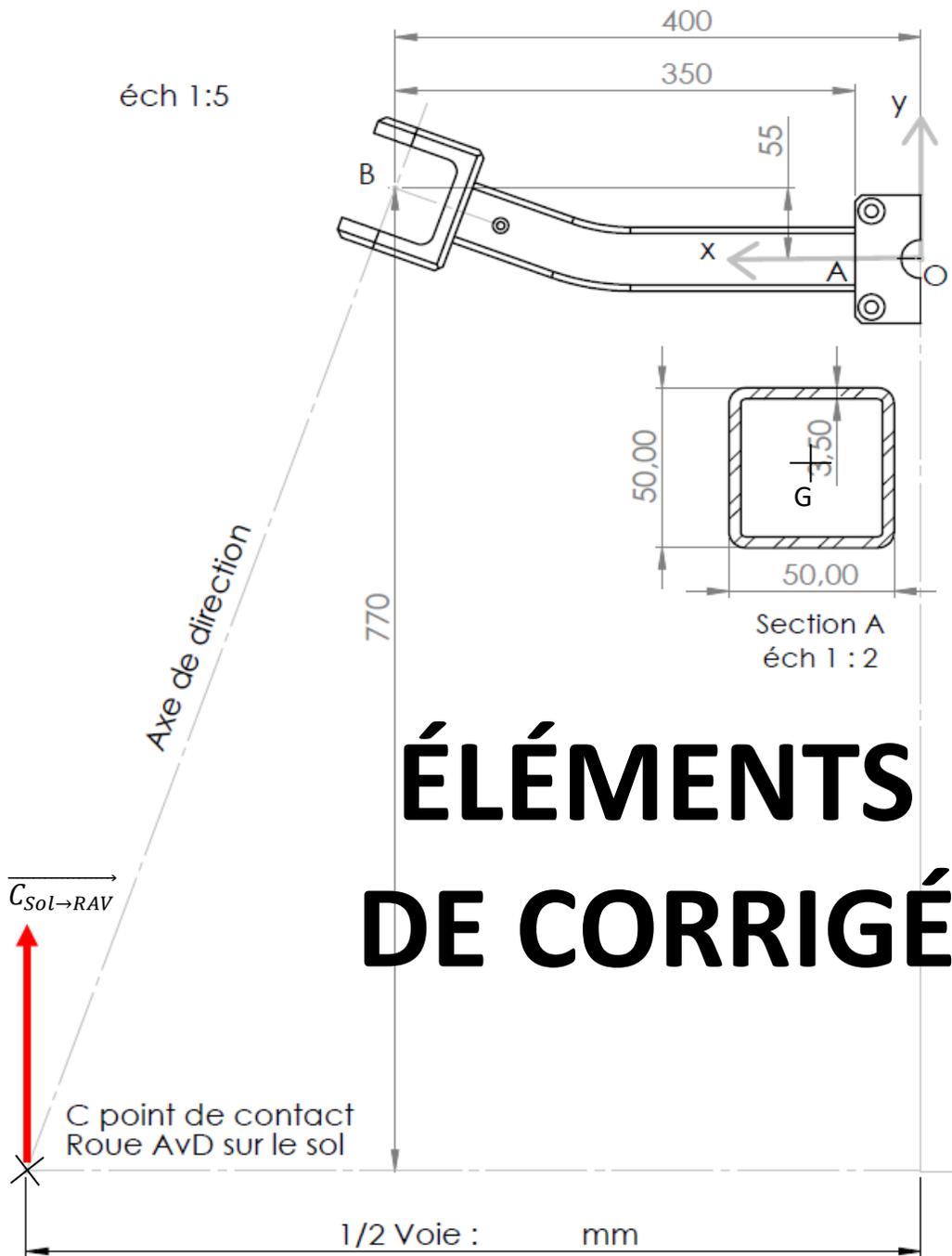


## ÉLÉMENTS DE CORRIGÉ



BTS CONCEPTION DES PRODUITS INDUSTRIELS	DOSSIER CORRIGÉ	SESSION 2022
E4 : Étude préliminaire de produit	22CP42CP	PAGE 7/9
U42 : Conception préliminaire		

axe de pivot de roue  
(Calotte enlevée)



Q39) torseur de cohésion en A

$$\{T_{coh}\} = \begin{Bmatrix} 0 & 0 \\ T_y & 0 \\ 0 & M_{f_z} \end{Bmatrix}$$

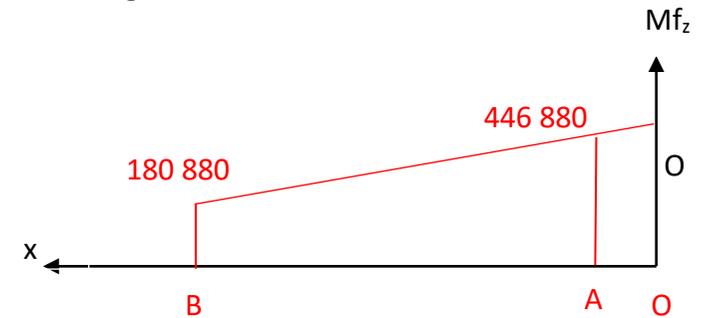
Q40) sollicitation

Sollicitation de flexion plane.

Q41) expression et calcul de  $M_{f_z,A}$

$$M_{f_z} = C_{sol/Ravd} \times (V/2 - 50) = 446\,880 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

Diagramme du moment fléchissant



Q42) calcul du moment quadratique

$$I_{Gz} = \frac{A^4}{12} - \frac{a^4}{12} = \frac{50^4}{12} - \frac{43^4}{12} = 235\,933 \text{ mm}^4$$

Q43) expression et calcul de  $\sigma_{maxi}$  en A

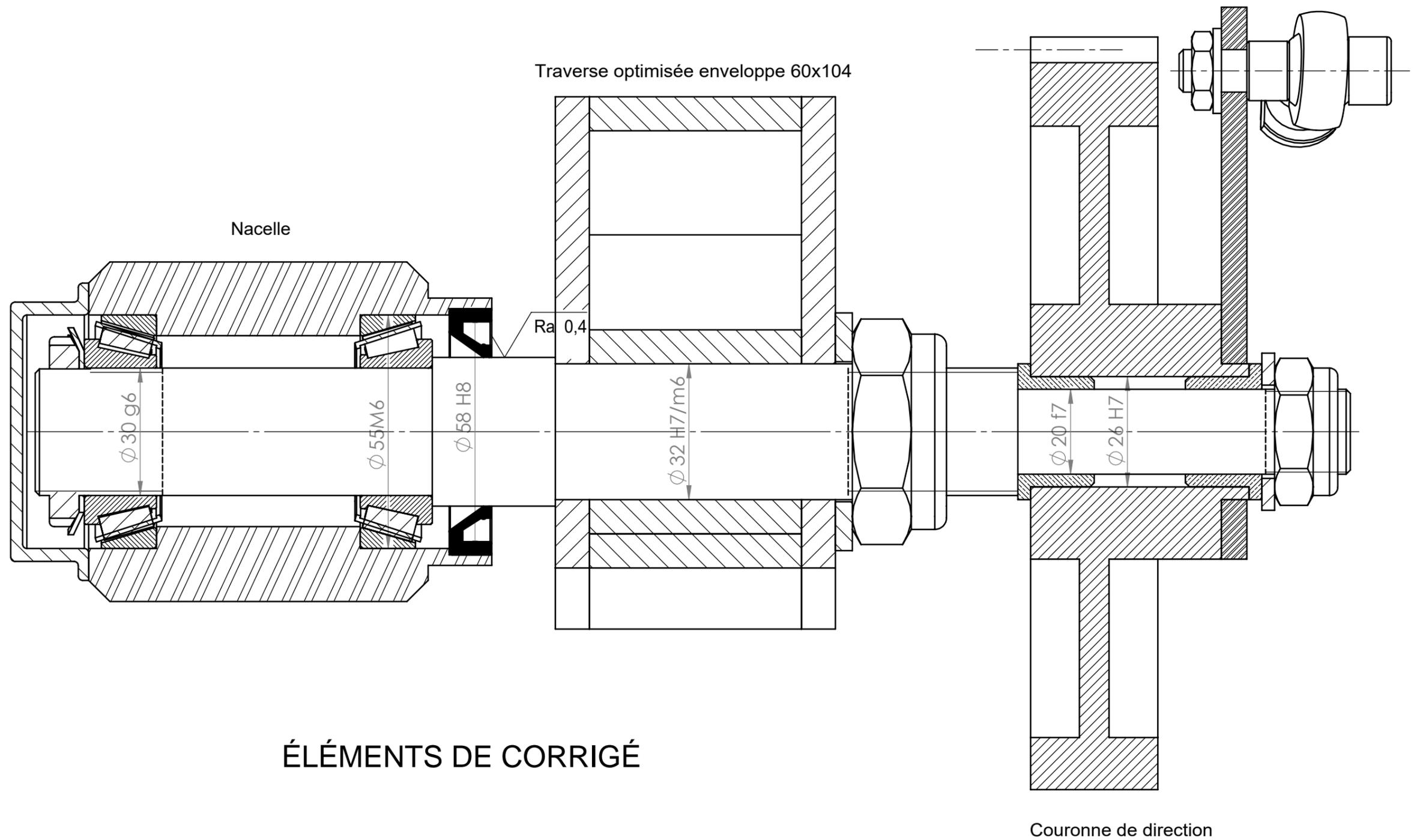
$$\sigma_{maxi} = \frac{M_{f_z}}{I_{Gz}/v} = \frac{446\,880}{224\,540/25} = 49,8 \text{ MPa}$$

Q44) expression et calcul du coefficient de sécurité en A et conclure

$$s = \frac{R_e}{\sigma_{maxi}} = \frac{145}{49,8} = 2,9$$

Le coefficient de sécurité peut paraître élevé mais doit tenir compte des effets dynamiques importants en conditions d'utilisation tout terrain.

BTS CONCEPTION DES PRODUITS INDUSTRIELS	DOSSIER CORRIGÉ	SESSION 2022
E4 : Étude préliminaire de produit U42 : Conception préliminaire	22CP42CP	PAGE 8/9



ÉLÉMENTS DE CORRIGÉ

Échelle 1:1

Nom	Désignation	Quantité
Roulements	32006 X	2
Joint d'étanchéité	EX-35x58x10 BA	1
Ecrou de serrage	KM 6	1
Rondelle frein	MB 6	1

BTS CONCEPTION DES PRODUITS INDUSTRIELS	DOSSIER CORRIGÉ	SESSION 2022
E4 : Étude préliminaire de produit	22CP42CP	PAGE 9/9
U42 : Conception préliminaire		