

## Proposition de corrigé

Concours : Banque PT

Année : 2015

Filière : PT

Épreuve : Sciences Industrielles B

Ceci est une proposition de corrigé des concours de CPGE, réalisée bénévolement par des enseignants de Sciences Industrielles de l'Ingénieur et d'Informatique, membres de l'[UPSTI](http://www.upsti.fr) (Union des Professeurs de Sciences et Techniques Industrielles), et publiée sur le site de l'association :

<https://www.upsti.fr/espace-etudiants/annales-de-concours>

### A l'attention des étudiants

Ce document vous apportera des éléments de corrections pour le sujet traité, mais n'est ni un corrigé officiel du concours, ni un corrigé détaillé ou exhaustif de l'épreuve en question.

L'UPSTI ne répondra pas directement aux questions que peuvent soulever ces corrigés : nous vous invitons à vous rapprocher de vos enseignants si vous souhaitez des compléments d'information, et à vous adresser à eux pour nous faire remonter vos éventuelles remarques.

### Licence et Copyright

Toute représentation ou reproduction (même partielle) de ce document faite sans l'accord de l'UPSTI est **interdite**. Seuls le téléchargement et la copie privée à usage personnel sont autorisés (protection au titre des [droits d'auteur](#)).

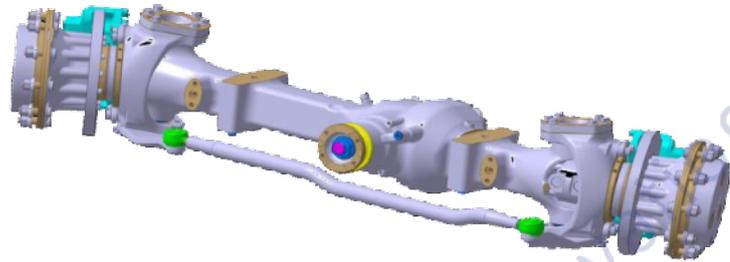
En cas de doute, n'hésitez pas à nous contacter à : [corrigesconcours@upsti.fr](mailto:corrigesconcours@upsti.fr).

### Informez-vous !

Retrouvez plus d'information sur les [Sciences de l'Ingénieur](#), l'[orientation](#), les [Grandes Ecoles](#) ainsi que sur les [Olympiades de Sciences de l'Ingénieur](#) et sur les [Sciences de l'Ingénieur au Féminin](#) sur notre site : [www.upsti.fr](http://www.upsti.fr)

L'équipe UPSTI

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



[http://www.texelis.com/images/stories/pdf/tango\\_range.pdf](http://www.texelis.com/images/stories/pdf/tango_range.pdf)

### Question 1

Les deux mobilités entre le châssis du véhicule permettant de réaliser une suspension cohérente sont :

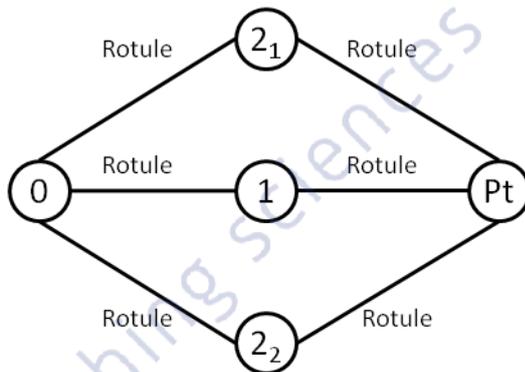
- translation rectiligne du carter/châssis suivant la direction  $\vec{y}_1$  ;
- rotation du carter/châssis autour d'un axe dirigé par  $\vec{z}_1$ .

### Question 2

Manque de clarté dans le schéma cinématique de la figure 7 : on ne voit pas bien comment sont reliées les rotules avec le pont. Il manque les points caractéristiques sur le schéma cinématique.

Remarques : Une désignation des centres des rotules par le sujet aurait permis de décrire les axes de rotation...

Pour cette question, on pourrait suggérer au poseur du sujet de ne pas faire apparaître les ressorts sauf si son intention est de tester les élèves sur ce point.



Ce système comporte deux mobilités utiles (voir Q1) ainsi que 4 mobilités internes :

- Rotation des deux jambes de force autour d'un axe dirigé par  $\vec{z}_1$  ;
- rotation propre de la barre 1 autour de son axe ;
- rotation propre du pont rigide.

En utilisant une approche cinématique, on a :

- $\gamma$  : nombre cyclomatique :  $\gamma = 2$  ;
- $m$  : nombre de mobilités :  $m = 4 + 2 = 6$  ;
- $Nc$  : nombre d'inconnues cinématiques :  $Nc = 18$ .

Il est donc possible de calculer le degré d'hyperstatisme  $h$  :

$$h = m + 6\gamma - Nc \Leftrightarrow h = 6 + 12 - 18 = 0$$

$$h = 0$$

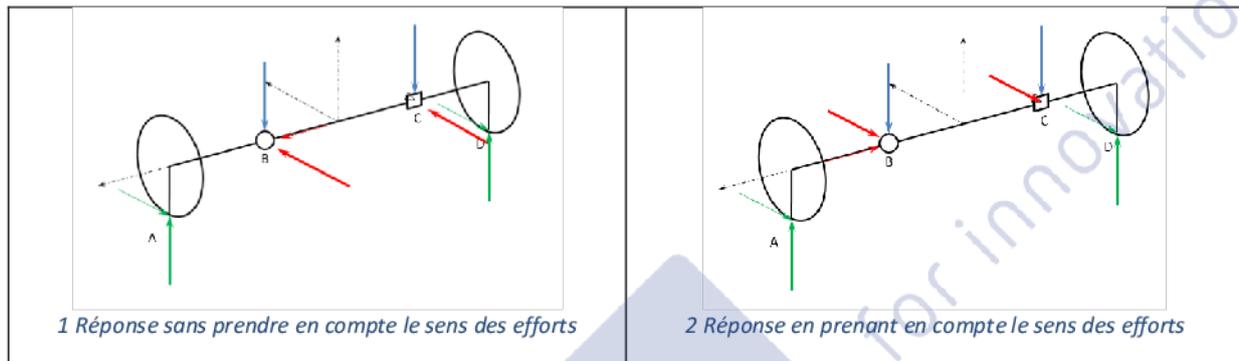
Le modèle proposé est donc **isostatique**.

Question 3

Manque de clarté dans le schéma cinématique de la figure 8 : on fait l'hypothèse que la liaison est une sphère plan au point C de normale  $\vec{x}_1$ .

Dans le sujet, on demande les sollicitations subies par le pont Tango + roues mais dans le document réponse on demande les sollicitations dans la poutre. Il aurait été plus cohérent d'utiliser le même nom (le carter du pont rigide est modélisé par une poutre).

On aurait préféré voir des représentations normalisées des liaisons surtout quand on exige des candidats le respect des normes

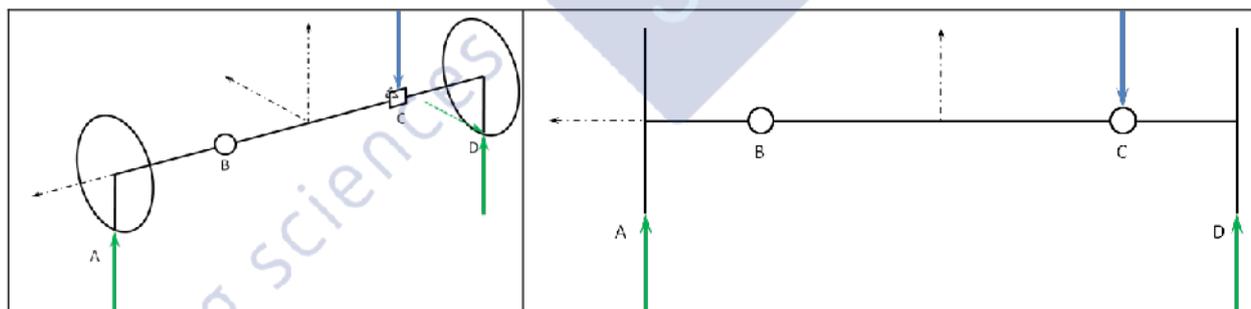


Le sujet propose le cas d'une chute verticale. On ne fait pas intervenir le frottement entre les roues et le sol et l'effort suivant  $\vec{x}_1$  qui pourrait exister dans la liaison sphère cylindre.

La sollicitation de la poutre est globalement de la flexion si l'on remarque que  $X_B=0$  car il n'y aura pas de traction-compression. C'est de la flexion plane car  $Y_B=0$  et  $Z_B=0$ .

De plus, c'est de la flexion simple dans les zones [A'B] et [CD'] et de la flexion pure dans la zone [BC].

Question 4



Question 5

Les grandeurs géométriques nécessaires sont :

- Les distances  $|\overline{AC} \cdot \vec{x}_1|$  et  $|\overline{DC} \cdot \vec{x}_1|$ ;
- les dimensions de la section dans le plan de coupe A-A : hauteur, largeur, épaisseur. On en déduit le moment quadratique par rapport à l'axe (G,  $\vec{x}_1$ ) où G désigne l'isobarycentre de la section considérée.
- l'autre moment quadratique n'intervient pas.

**Question 6**

$$|\sigma_{xx \max}| = \frac{Mfz}{IGz} \cdot V = \frac{65000}{0.000019} \cdot 80 \times 10^{-3}$$

$$|\sigma_{xx \max}| = 260 \text{ MPa}$$

**Question 7**

La pièce subit un effort tranchant et un moment de flexion.

L'effort tranchant génère une contrainte de cisaillement qui peut être négligée devant la contrainte normale en flexion. De plus, dans le cas de la flexion pure, il n'y a pas d'effort tranchant.

On considère alors la limite d'élasticité en traction car la limite d'élasticité en traction est inférieure à celle en compression pour les matériaux proposés.

On adopte une contrainte maximale de 280 MPa. En optant pour un coefficient de sécurité de 1.5, la contrainte maximale passe donc à 420 MPa.

Pour choisir le matériau, il est nécessaire de comparer la contrainte maximale avec la limite conventionnelle d'élasticité minimale ( $R_{p0.2\%}$ ). Les matériaux utilisables semblent donc être les fontes suivantes : **EN-GJS-700-2** et **EN-GJS-800-2**.

**Question 8**

Une vis de qualité 10.9 a une limite élastique de **900 MPa**. Si on utilise 90% de cette valeur, la contrainte normale de traction sera de **810 MPa**.

La section résistante d'une vis de diamètre 16mm est de 157mm<sup>2</sup>. Chaque vis peut donc générer un effort de serrage de  $157 \cdot 810 = 127\ 170\ \text{N}$ .

Pour assembler le carter,  $E \left( \frac{1\ 600\ 000}{127\ 170} \right) + 1 = 13$  vis sont nécessaires (E désignant la partie entière). Si des écrous sont utilisés ils devront avoir une qualité de 10.

**Question 9**

Pour prendre en compte le coefficient de sécurité sans modifier le nombre de vis, plusieurs solutions semblent envisageables :

- changer la classe de qualité des vis sans changer les dimensions de la vis. Pour avoir un coefficient de sécurité de 1.5, il faut une limite d'élasticité minimale de  $810 \times 1.5 = 1215\ \text{MPa}$ . La classe 12.9 donne une limite d'élasticité de 1080 MPa ce qui est insuffisant. Il existe une classe 14.9 (non proposée dans le sujet) qui a une limite d'élasticité de 1260MPa qui conviendrait,
- augmenter le diamètre des vis : section résistante x 1,5 donne 235mm<sup>2</sup>. Le choix doit donc être d'un diamètre de 20mm ;
- autre solution possible, utiliser 2 surfaces de contact planes en forme de disque. Cela permet avec un effort presseur divisé par 2 d'obtenir les mêmes actions mécaniques transmissibles.

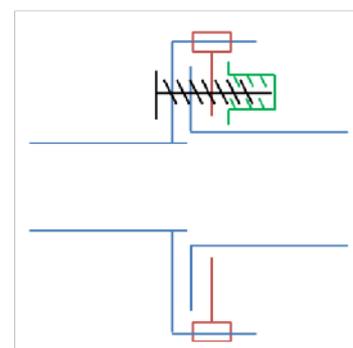


Schéma de principe de la solution par bridage :

**Question 10**

Les premiers roulements vont tourner à la vitesse de la roue qui est importante, la charge sera donc **dynamique**.

Les seconds vont tourner à la vitesse de rotation de l'axe de la roue. Cette vitesse est très faible et la rotation n'est pas complète, la charge sera donc considérée comme **statique**.

### Question 11

Deux raisons peuvent justifier ce montage :

- il permet d'encaisser la plus grande partie de cet effort (99,2%) axialement sur le roulement et ainsi éviter de solliciter le rotulage du montage ;
- l'axe de la liaison pivot intercepte le support de la force sol  $\Rightarrow$  roue. La composante tangentielle suivant  $\vec{x}$  lors du freinage (ou la traction) n'engendre pas de moment de pivotement. Cela améliore donc la stabilité de la direction.

### Question 12

$$F_{sol}^a = \|\vec{F}_{sol}\| \cos 7^\circ \simeq \frac{5000 \cdot 10}{2} \cdot 0,99$$

$$F_{sol}^a = 24750N$$

$$F_{sol}^r = -\|\vec{F}_{sol}\| \sin 7^\circ \simeq -\frac{5000 \cdot 10}{2} \cdot 0,12$$

$$F_{sol}^r = -3000N$$

### Question 13

Les actions mécaniques exercées sur l'ensemble {pneumatique + jante + axe roue} sont :

- la pesanteur (on ne connaît pas son point d'application) : elle peut être négligée comparativement aux autres actions ;
- la réaction du sol : elle peut être modélisée par deux forces dont les supports passent par A et D. Hypothèses : il n'y a pas de frottement ou la phase étudiée n'est ni un freinage ou une accélération ;
- l'action du carter sur l'ensemble. Les actions mécaniques sont sans frottement et les liaisons sont des rotules : on peut donc les modéliser par deux forces dont les supports passent par C et D.

*Remarque* : dans l'hypothèse d'un problème plan, il y a 4 inconnues, or le PFS ne permet d'écrire que 3 équations. Le problème ne peut donc pas être résolu.

De plus, la nature unilatérale des liaisons en C et en D impose  $F_C^a < 0$  et  $F_D^a > 0$ .

Théorème de la résultante statique en projection sur  $\vec{a}$  :

$$F_{sol}^a + F_C^a + F_D^a = 0$$

Théorème de la résultante statique en projection sur  $\vec{r}$  :

$$F_{sol}^r + F_C^r + F_D^r = 0$$

Théorème de la résultante statique en projection sur  $\vec{x}$  :

$$0 + F_C^x + F_D^x = 0$$

Théorème du moment statique en C en projections sur  $\vec{a}$  :

$$0 = 0$$

Théorème du moment statique en C en projections sur  $\vec{r}$  :

$$-(d_3 + d_4) \cdot F_D^x + 0 = 0$$

Théorème du moment statique en C en projections sur  $\vec{x}$  :

$$(d_3 + d_4) \cdot F_D^r - (d_0 - d_4) \cdot F_{sol}^r = 0$$

On a 6 inconnues et 5 équations utilisables. **Les inconnues ne pourront pas être calculées intégralement.** On ne pourra donc pas calculer une d'entre elles.

### Question 14

$$F_C^x = F_D^x = 0$$

$$F_D^r = \frac{d_0 - d_4}{d_3 + d_4} \cdot F_{sol}^r$$

$$F_D^r = -\frac{400}{250} \times 3, \boxed{F_D^r = -48kN}$$

$$F_C^r = -\frac{d_3 + d_0}{d_3 + d_4} \cdot F_{sol}^r$$

$$F_C^r = 3 \times \left(\frac{650}{250}\right), F_C^r \approx 7,8kN$$

**Question 15**

Pas de schéma clair et d'indications claires sur D, d et T. Il n'est pas évident de comprendre que les lignes des deux tableaux correspondent pour trouver la valeur de Y<sub>D</sub>.

On se réfère au plan 1 à l'échelle 1:3 : on mesure :

- un diamètre extérieur  $D = 32 \times 3 = 96 \text{ mm}$  ;
- un diamètre intérieur  $d = 15 \times 3 = 45 \text{ mm}$  ;
- une largeur  $T = 12 \times 3 = 36 \text{ mm}$  .

Il s'agirait donc du roulement **T2ED 045 2FD**.

Démarche « constructeur » :

1. Il s'agit d'un montage en O,
2. Roulement A (démarche) : Roulement C (système) et Roulement B (démarche) : Roulement D (système),
3. La charge axiale est de C (A) vers D(B),
4.  $Y_C = Y_D$ , donc  $|F_D^r| > |F_C^r|$
5. Il s'agit donc du cas 2a

Grace au second tableau dont les lignes correspondent à celui du premier, on trouve  $Y_D=1.8$ .

On a donc :

$$F_D^a = \frac{0,5 \times F_D^r}{Y_D} = \frac{0,5 \times 48}{1,8} \text{ et } F_C^a = 14000 + 24750 \approx 38750$$

$$F_D^a \approx 13,33kN \text{ et } F_C^a \approx 39kN$$

$$\sqrt{48^2 + 13,33^2} > \sqrt{39^2 + 7,8^2}, \text{ le roulement en D est le plus sollicité.}$$

**Question 16**

$$C_0 = 106kN$$

$$C : P_0 = 0,5 \times 7800 + 0,9 \times 39000 = 39000N$$

$$D : P_0 = 0,5 \times 48000 + 0,9 \times 13333 = 36000N < |F_D^r|, \text{ on en déduit } P_0 = |F_D^r| = 48kN.$$

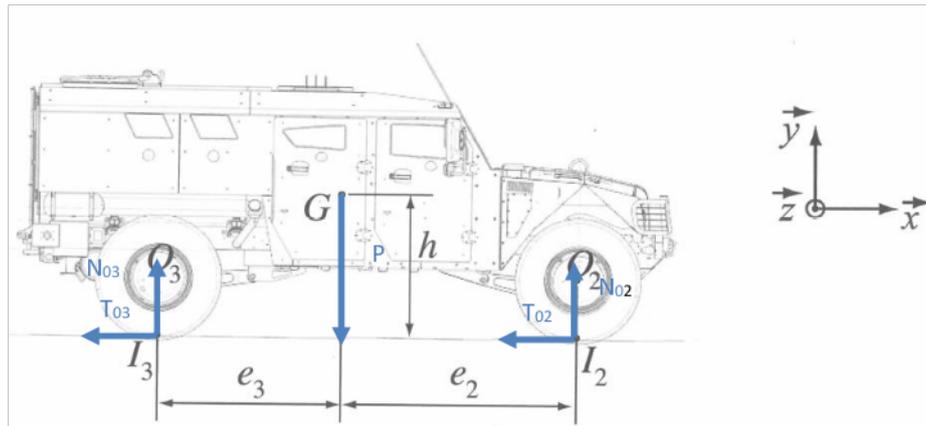
$$\frac{C_0}{P_0} = \frac{106}{48}, \frac{C_0}{P_0} \approx 2$$

Le coefficient de sécurité est environ 2.

**Question 17**

$N_{02}$  et  $N_{03}$  désignent les efforts normaux du sol sur les ensembles 2 et 3. Ils sont nécessairement verticaux ascendants. Ils sont donc **positifs**.

$T_{02}$  et  $T_{03}$  désignent les efforts tangentiels du sol sur la route. Ici, si le véhicule décélère en mouvement de translation rectiligne, l'accélération est dans le sens de  $-\vec{x}$  (décélération). Les composantes tangentielles sont donc dans le sens **néгатif** par rapport à  $\vec{x}$ .



### Question 18

- *Équation 1* : théorème de la résultante dynamique appliqué à l'ensemble {1, 2, 3} en projection suivant  $\vec{x}$ .
- *Équation 3* : théorème du moment dynamique au point G appliqué à l'ensemble {1} en projection suivant  $\vec{z}$ .
- *Équation 5* : théorème du moment dynamique, au centre d'inertie de la roue supposé être sur l'axe de rotation roue/châssis, appliqué à l'ensemble {3} en projection suivant  $\vec{z}$ .
- *Équation 7* : Fermeture cinématique de la chaîne 1-3-0-1 pour les champs de vitesse en projection suivant  $x^{\circ}$ . Relation de champ de vitesse du mouvement de 3 par rapport à 1. Hypothèse de non glissement (ou d'adhérence) en I3 pour 3/0.
- *Équation 9* : Loi de Coulomb sur l'adhérence considérée à la limite du glissement dans le contact considéré comme ponctuel entre la roue arrière et le sol. Relation entre les valeurs absolues des composantes normale et tangentielle de 0 vers 3.

### Question 19

$$A_{10} = \frac{T_{02} + T_{03}}{M + 2m} = \frac{-f(N_{02} + N_{03})}{M + 2m} = \frac{-fg(M + 2m)}{M + 2m}$$

$$\boxed{A_{10} = -fg}$$

$$(M + 2m)g = N_{02} + N_{03} \Leftrightarrow (M + 2m)g = N_{02} + \frac{e_2 N_{02} - hfg(M + 2m)}{e_3}$$

$$\Leftrightarrow e_3(M + 2m)g = e_3 N_{02} + e_2 N_{02} - hfg(M + 2m) \Leftrightarrow N_{02} = \frac{e_3(M + 2m)g + hfg(M + 2m)}{e_2 + e_3}$$

$$\Leftrightarrow N_{02} = \frac{e_3 + hf}{e_2 + e_3}(M + 2m)g$$

$$0 = e_2 N_{02} - hf(N_{02} + N_{03}) - e_3 N_{03}$$

$$\Leftrightarrow N_{03} = \frac{e_2 N_{02} - hfg(M + 2m)}{e_3} = \frac{e_2 e_3 (M + 2m)g + e_2 hfg(M + 2m) - hfg(M + 2m)(e_2 + e_3)}{e_3(e_2 + e_3)}$$

$$\Leftrightarrow N_{03} = \frac{e_2(e_3 + hf) - hf(e_2 + e_3)}{e_3(e_2 + e_3)}g(M + 2m)$$

$$\Leftrightarrow N_{03} = \frac{e_2 - hf}{e_2 + e_3}g(M + 2m)$$

**Question 20**

$N_{02}$  et  $N_{03}$  sont de même signe si  $N_{03} \cdot N_{02} > 0$  :

$$\frac{e_3 - hf}{e_2 + e_3} (M + 2m)g \cdot \frac{e_2 + hf}{e_2 + e_3} g (M + 2m) > 0$$

$$\Leftrightarrow (e_3 + hf) \cdot (e_2 - hf) > 0$$

$$\Leftrightarrow e_2 > hf$$

$f < \frac{e_2}{h} = 1,6$ , c'est toujours le cas.

**Question 21**

$$C_{f12} = J\ddot{\theta}_2 - RT_{02} = J\ddot{\theta}_2 + RfN_{02}$$

$$\Leftrightarrow C_{f12} = J\ddot{\theta}_2 + Rf \frac{e_3 + hf}{e_2 + e_3} (M + 2m)g$$

$$\Leftrightarrow C_{f12} = J \frac{f \cdot g}{R} + Rf \frac{e_3 + hf}{e_2 + e_3} (M + 2m)g$$

$$C_{f13} = J\ddot{\theta}_3 - RT_{03} = J\ddot{\theta}_3 + RfN_{03}$$

$$\Leftrightarrow C_{f13} = J\ddot{\theta}_3 + Rf \frac{e_2 - hf}{e_2 + e_3} (M + 2m)g$$

$$\Leftrightarrow C_{f13} = J \frac{f \cdot g}{R} + Rf \frac{e_2 - hf}{e_2 + e_3} (M + 2m)g$$

**Question 22**

En  $f = 0$  le véhicule ne peut pas freiner.

C'est lorsque  $f = 1$  que le freinage semble le plus déséquilibré entre l'avant et l'arrière.

Le freinage est maximal à l'avant lorsque  $f = 1$ , à l'arrière lorsque  $f = 0,8$ .

**Question 23**

On prend  $f = 1$  pour la suite.

$$C_{f12} = \frac{50 \times 10}{0,5} + \frac{0,5 \times 10000 \times 10 \times 2,9}{3,6} = 41\,300 N \cdot m, \text{ donc}$$

$$C_{f12} = 20\,650 N \cdot m / \text{roue}$$

$$C_{f13} = \frac{50 \times 10 \times 1}{0,5} + \frac{0,5 \times 10000 \times 1 \times 10 \times (1,8 - 1,1 \times 1)}{3,6} = 10\,700 N \cdot m, \text{ donc}$$

$$C_{f13} = 5\,350 N \cdot m / \text{roue}$$

**Question 24**

Les dispositifs de freinage permettant d'obtenir un freinage de 33 300 Nm sont :

- 229DBAS ou 329DBAV

**Question 25**

**329DBA dans le texte 329 DBAV dans le document réponse.**

Pour le dispositif de freinage 329DBAV, on peut considérer les dimensions  $H_{11}$  et  $H_{13}$ .

On a alors :  $R_{ext} = 355,5 \text{ mm}$  et  $R_{int} = 187,5 \text{ mm}$  et  $n = 6$ .

$$C_f \approx \mu \cdot n \cdot N \frac{R_{ext} + R_{int}}{2}$$

$$\Leftrightarrow N = \frac{2 \times C_f}{\mu \times n \times (R_{ext} + R_{int})}$$

$$\Leftrightarrow N = \frac{2 \times 33\,000}{0,2 \times 6 \times 543 \times 10^{-3}} \simeq \frac{110\,000}{2 \times 543} \cdot 10^3 \simeq 100\,000\,N$$

$$\Leftrightarrow N \simeq 100\,000\,N$$

### Question 26

Un dispositif de desserrage hydraulique est une **mesure de sécurité** qui permet d'actionner le freinage en cas de problème d'arrivée de la pression. Il est possible d'utiliser ce système comme frein de parking sans ajouter de système supplémentaire.

### Question 27

Volume chambre :  $V = S \times c = S \times 0,2 = 5,08$ , donc  $S = 25,4 \times 10^4 \text{ mm}^2$

La pression habituellement dans un circuit :

- Pneumatique est de 4 à 6 bars,
- Hydraulique est de 10 à 500 bars.

$$P = \frac{F}{S} = \frac{180\,000}{25,4 \times 10^4} = 0,7 \text{ MPa}$$

$$P = 7 \text{ bars}$$

La pression dans un circuit pneumatique peut être poussée jusqu'à 7 bars, les deux types d'énergie peuvent donc être utilisés.

### Question 28

**La valeur à choisir pour le rendement (0,6 ou 1) à cette question est ambiguë.**

Au régime nominal, le moteur développe 158 kW à 2300 tr/min. La vitesse maximale à atteindre est de 120 km/h.

On a alors :

- $r_{al}$  : Rapport de réduction de la boîte de vitesses Allison S2500 ;
- $r_{ax}$  : Rapport de réduction de la boîte de transfert Axeltex T232 ;
- $r_{con}$  : Rapport de réduction couple conique ;
- $r_{fin}$  : Rapport de la réduction finale.

$$\begin{aligned} \dot{\theta}_2 &= \dot{\theta}_m \times r_{al} \times r_{ax} \times r_{con} \times r_{fin} \\ R_{pneu} \times \dot{\theta}_2 &= V_{véhicule} \\ \dot{\theta}_2 &= \frac{120\,000}{3600 \times 0,5} = \frac{200}{3} \\ \dot{\theta}_2 &= 2300 \times \frac{6}{60} \times \frac{1}{0,63} \times 1 \times \frac{15}{28} \times r_{fin} \\ r_{fin} &= \frac{\frac{200}{3} \times 28 \times 0,63}{230 \times 15} \end{aligned}$$

$$r_{fin} \simeq \frac{1}{3}$$

En 1<sup>ère</sup> dans la gamme réduite de vitesse de la boîte de transfert :

$$V_{mini} = \frac{V_{max}}{\frac{3,51}{0,63} \times 2,5} = \frac{120 \times 0,63}{3,51 \times 2,5}$$

$$V_{mini} \simeq 9 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$$

$$\dot{\theta}_{min} = 9 \times \frac{1000}{3600} \times \frac{1}{0,5} = 5 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

Si le système est en régime permanent avec des relations cinématiques indépendantes de la position, ou bien si l'on néglige les effets d'inertie pour négliger la variation d'énergie cinétique dans la chaîne cinématique, on peut écrire :

$$\frac{\mathcal{P}_S}{\mathcal{P}_E} = 1$$

En sachant que 50% de la puissance disponible peut être envoyée vers une roue, on alors :

$$\frac{\mathcal{P}_{roue}}{\mathcal{P}_{mot}} = 0,5 \rightarrow \mathcal{P}_{roue} = 0,5 \times \mathcal{P}_{mot} = 0,5 \times 158000 = 79000W$$

Le couple théorique qui peut être transmis à une roue avant est alors :

$$C_{max} = \frac{\mathcal{P}_{roue}}{\dot{\theta}_{min}} = \frac{79000}{5}$$

$$C_{max} = 15800N \cdot m$$

### Question 29

Les notations semblent mal explicitées. Le sujet parle de « couple réel », cela n'a pas de sens. Le nouveau calcul donne un couple tout aussi théorique que le précédent.

D'une part :

$$\frac{\mathcal{P}_S}{\mathcal{P}_E} = \eta_{trans} \Leftrightarrow \frac{C_{roue} \cdot \omega_{roue}}{C_{mot} \cdot \omega_{mot}} = \eta_{trans}$$

D'autre part

$$\frac{\omega_{roue}}{\omega_{mot}} = k_{bv} \cdot k_{bt} \cdot k_{con} \cdot r$$

On a donc :

$$\frac{C_{roue}}{C_{mot}} = \frac{\eta_{trans}}{k_{bv} \cdot k_{bt} \cdot k_{con} \cdot r}$$

### Question 30

Extraire une racine cubique sans calculatrice et sans abaque ne me semble pas intéressant dans un sujet de concours. Il faudrait en faire la remarque.

D'après la documentation, on a :

$$m^3 \geq \frac{11C}{KZ\sigma_{adm}} \Leftrightarrow m^3 \geq \frac{11 \cdot 9000 \cdot 1000}{20 \cdot 20 \cdot 1200} \Leftrightarrow m^3 \geq \frac{11 \cdot 9 \cdot 100}{2 \cdot 2 \cdot 12} \Leftrightarrow m^3 \geq 198 \Rightarrow$$

$$m \simeq 6$$

Avec :

- m en mm,
- C en N.mm,
- $\sigma_{adm}$  en MPa.

### Question 31

$$D = m \times Z = 6 \times 20 = 120mm$$

Le rapport de réduction étant  $\frac{1}{3}$ , il faudrait un espace de diamètre  $4 \times 120 = 480mm > 255mm$ , cela ne convient pas car l'encombrement est trop important.

### Question 32

Le train épicycloïdal permet d'avoir un réducteur plus compact qu'un réducteur à un étage.

### Question 33

Ce choix permet le rapport  $\frac{\text{réduction}}{\text{encombrement}}$  le plus important car l'entrée est multipliée par  $Z_1$  et la sortie par  $(Z_1 + Z_3)$ , avec  $Z_1 < Z_3 < Z_1 + Z_3$ .

### Question 34

Le rapport de réduction est  $\frac{1}{3} \frac{\omega_{4/0}}{\omega_{1/0}} = \frac{1}{3}$  et  $Z_1 \times \omega_{1/0} = (Z_1 + Z_3) \times \omega_{4/0}$ . Donc,  $\frac{Z_1}{Z_1 + Z_3} = \frac{1}{3} \frac{34}{34 + Z_3} = \frac{1}{3}$  donc

$$Z_3 = 68 \text{ dents}$$

### Question 35

Pour que l'engrènement soit possible, il faut que le pas  $P_1$  (distance entre deux dents consécutives sur le cylindre primitif soit le même).

$$P_1 = P_2 \Rightarrow \frac{\pi \cdot D_1}{Z_1} = \frac{\pi \cdot D_2}{Z_2} \Rightarrow$$

$$m_1 = m_2$$

### Question 36

Le couple à fournir en entrée du train épicycloïdal est au moins de 3000N.m. Il peut être supérieur si le rendement du train est inférieur à 1, il ne peut par contre pas être inférieur à 0,6 (rendement total de la chaîne cinématique).

Recherche du nombre  $nb$  de satellites pour transmettre le couple :  $m^3 \geq \frac{11 \cdot C}{KZ\sigma_{adm} \cdot nb}$  ; donc  $nb \geq \frac{11 \cdot C}{m^3 KZ\sigma_{adm}}$

$$nb \geq \frac{11 \times 3000 \times 10^3}{27 \times 17 \times 20 \times 1200} \approx 3$$

Il faut donc au minimum 3 satellites. (Cela semble être le cas sur le plan).

### Question 37

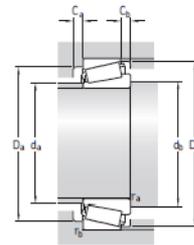
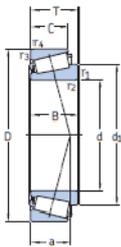
- Réalisation d'une liaison pivot entre le différentiel (2+3) et le carter 45a :
  - Montage de roulement à contact oblique
  - Réglage de la précharge au montage
- Réglage axial au montage de la couronne 47 par rapport au boîtier du différentiel 2
  - Assemblage par éléments filetés de 47 par rapport à 2
- Lubrification des éléments roulants
  - Étanchéité arbre/roue au plus près des réductions finales
- Conception du carter 45a :
  - Carter moulé
  - Carter qui autorise le démontage du différentiel

### Question 38

- Assemblage des carters 45b et 45a :
  - Mettre en position
  - Maintien en position par assemblage boulonné ou vissé (Vis M16)
- Conservation des formes et positions
- Réduction de la masse embarquée.

Extrait de la documentation SKF

7.1 Roulements à rouleaux coniques à une rangée en cotes métriques  
d 35 – 45 mm

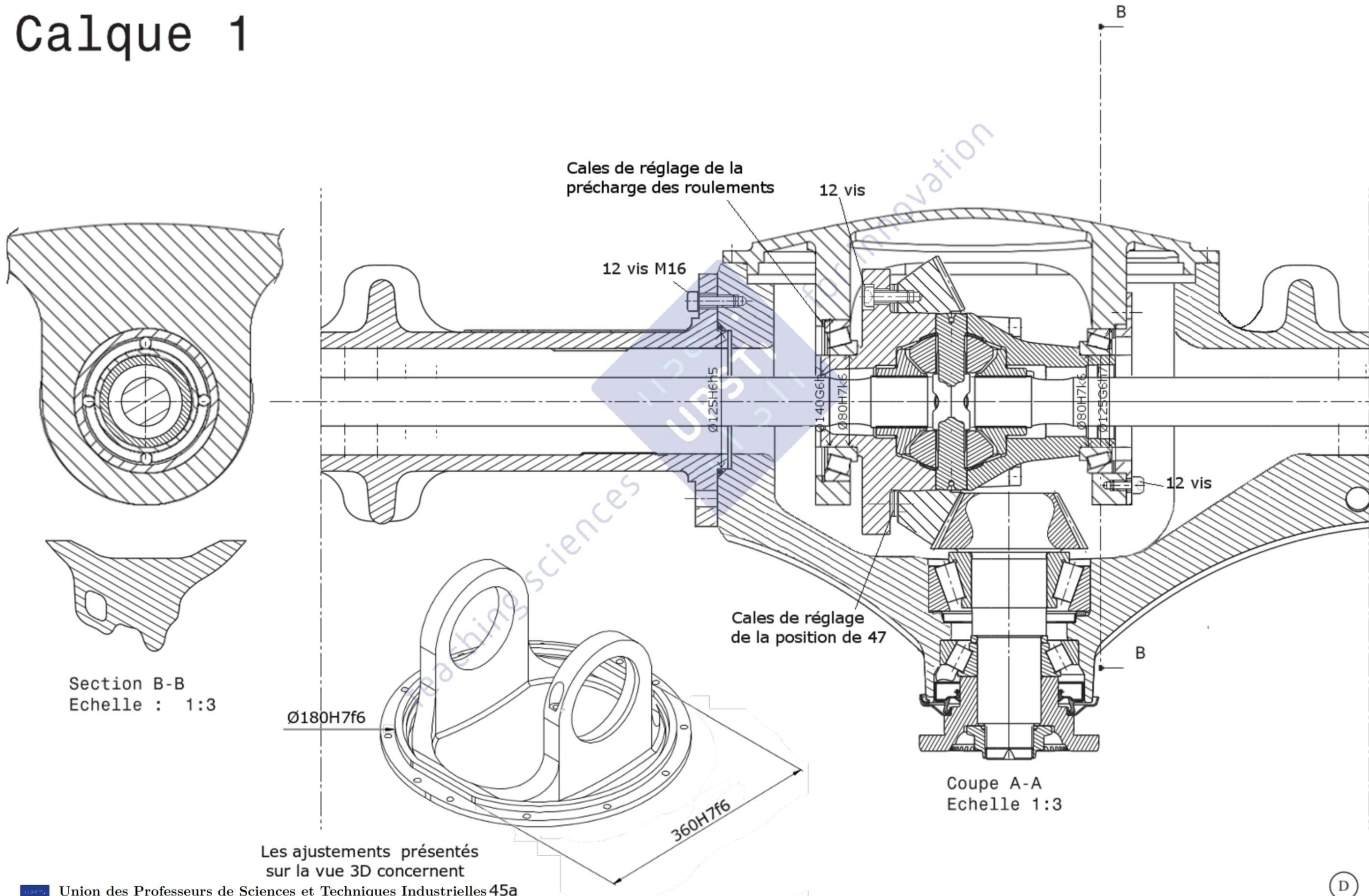


Dimensions d'encastrement		Charges de base		Limite de	Vitesses de base		Masse	Désignation	Série de dimensions selon ISO 355 (ABMA)	
d	D	T	C	fatigue	derivée	limite	lg			
mm	mm	mm	mm	kN	kN	tr/min	kg	-	-	
35	62	18	37,4	49	5,2	8 000	11 000	0,23	32007 J2/Q	4CC
	62	18	42,9	54	5,85	8 000	10 000	0,23	32007 X/Q	4CC
	72	18,25	51,2	56	6,1	7 000	9 500	0,33	30207 J2/Q	3DB
	72	24,25	66	78	8,5	7 000	9 500	0,44	32207 J2/Q	3DC
	72	28	84,2	106	11,8	6 300	9 500	0,53	33207/Q	2DE
80	22,75	72,1	73,5	8,3	6 700	9 000	0,51	30307 J2/Q	2FB	
	80	22,75	61,6	67	7,8	6 000	8 500	0,52	31307 J2/Q	7FB
	80	32,75	93,5	114	12,9	6 000	8 500	0,8	32307 BJ2/Q	5FE
80	32,75	95,2	106	12,2	6 300	9 000	0,75	32307 J2/Q	2FE	
37	80	32,75	93,5	114	12,9	6 300	9 500	0,77	32307/37 BJ2/Q	5EE
38	63	17	36,9	52	5,4	7 500	11 000	0,21	JL 69349 A/310/Q	3CC
	63	17	36,9	52	5,4	7 500	11 000	0,21	JL 69349/310/Q	3CC
	68	19	52,8	71	7,65	7 000	10 000	0,3	32008/38 X/Q	3CC
40	68	19	52,8	71	7,65	7 000	9 500	0,28	32008 X/Q	3CD
	75	26	79,2	104	11,4	6 700	9 000	0,5	33108/Q	2CE
	80	19,75	61,6	68	7,65	6 300	8 500	0,42	30208 J2/Q	3DB
	80	24,75	74,8	85,5	9,8	6 300	8 500	0,53	32208 J2/Q	3DC
80	32	105	132	15	5 600	8 500	0,73	33208/QCL7C	2DE	
85	33	121	150	17,3	6 000	9 000	0,9	TZE 040/QV8134	2EE	
	90	25,25	85,8	95	10,8	6 000	8 000	0,73	30308 J2/Q	2FB
	90	25,25	85	81,5	9,5	5 600	7 500	0,72	* 31308 J2/QCL7C	7FB
90	35,25	117	140	16	5 300	8 000	1,05	32308 J2/Q	2FD	
45	75	20	58,3	80	8,8	6 300	8 500	0,34	32009 X/Q	3CC
	80	26	96,5	114	12,9	6 700	8 000	0,55	* 33109/Q	3CE
	85	20,75	66	76,5	8,65	6 000	8 000	0,47	30209 J2/Q	3DB
	85	24,75	91,5	98	11	6 300	8 000	0,58	* 32209 J2/Q	3DC
	85	32	108	143	16,3	5 300	7 500	0,79	33209/Q	3DE
95	29	89,7	112	12,7	4 800	7 000	0,93	T7FC 045/HN30CL7C	7FC	
	36	147	188	20,8	5 300	8 000	1,2	TZE 045	2FD	
	100	27,25	108	120	14,3	5 300	7 000	0,97	* 30309 J2/Q	2FB
	100	27,25	106	102	12,5	5 000	6 700	0,95	* 31309 J2/QCL7C	7FB
	100	38,25	134	176	20	4 800	6 700	1,45	32309 BJ2/QCL7C	5FD
100	38,25	140	170	20,4	4 800	7 000	1,4	32309 J2/Q	2FD	

\* Roulement SKF Explorer

Dimensions		Cotes de montage										Coefficients de calcul						
d	d1	B	C	r1,2 min.	r3,4 min.	a	d4 max.	d5 min.	D1 min.	D2 max.	D3 min.	C1 min.	C2 min.	fa max.	fb max.	e	y	Y0
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
35	49,5	17	15	1	1	16	41	41	53	56	59	2	3	1	1	0,44	1,35	0,8
	49,6	18	14	1	1	15	40	41	54	56	59	4	4	1	1	0,46	1,3	0,7
	51,9	17	15	1,5	1,5	15	44	42	62	65	67	3	3	1,5	1,5	0,37	1,6	0,9
	52,4	23	19	1,5	1,5	17	43	42	61	65	67	3	5,5	1,5	1,5	0,37	1,6	0,9
	53,4	28	22	1,5	1,5	18	42	42	61	65	68	5	6	1,5	1,5	0,35	1,7	0,9
80	54,5	21	18	2	1,5	16	45	44	70	71	74	3	4,5	2	1,5	0,31	1,9	1,1
	59,6	21	15	2	1,5	25	44	44	62	71	76	4	7,5	2	1,5	0,83	0,72	0,4
	59,3	31	25	2	1,5	24	42	44	61	71	76	4	7,5	2	1,5	0,54	1,1	0,6
37	54,8	31	25	2	1,5	20	44	44	66	71	74	4	7,5	2	1,5	0,31	1,9	1,1
	59,3	31	25	2	1,5	24	44	44	66	71	74	4	7,5	2	1,5	0,54	1,1	0,6
	52,2	17	13,5	1,3	1,3	14	44	44	55	56,5	60	3	3,5	1,3	1,3	0,43	1,4	0,8
38	52,2	17	13,5	1,3	1,3	14	44	44	55	56,5	60	3	3,5	1,3	1,3	0,43	1,4	0,8
	54,7	19	14,5	1	1	15	46	46	60	62	65	4	4,5	1	1	0,37	1,6	0,9
	54,7	19	14,5	1	1	15	46	46	60	62	65	4	4,5	1	1	0,37	1,6	0,9
40	54,7	19	14,5	1	1	15	46	46	60	62	65	4	4,5	1	1	0,37	1,6	0,9
	57,5	26	20,5	1,5	1,5	18	47	47	65	68	71	4	5,5	1,5	1,5	0,35	1,7	0,9
	57,5	18	16	1,5	1,5	16	49	47	69	73	74	3	3,5	1,5	1,5	0,37	1,6	0,9
	58,1	23	19	1,5	1,5	19	48	47	68	73	75	3	5,5	1,5	1,5	0,37	1,6	0,9
	59,2	32	25	1,5	1,5	21	47	47	67	73	76	5	7	1,5	1,5	0,35	1,7	0,9
85	61,2	32,5	28	1	2	22	48	50	70	75	80	5	5	1	2	0,35	1,7	0,9
	62,0	23	20	2	1,5	19	52	49	77	81	82	3	5	2	1,5	0,35	1,7	0,9
	67,1	23	17	2	1,5	28	51	49	71	81	86	3	8	2	1,5	0,83	0,72	0,4
	62,9	33	27	2	1,5	23	50	49	73	81	82	4	8	2	1,5	0,35	1,7	0,9
	60,7	20	15,5	1	1	16	51	51	67	69	72	4	4,5	1	1	0,4	1,5	0,8
45	63	26	20,5	1,5	1,5	19	52	52	69	73	77	4	5,5	1,5	1,5	0,37	1,6	0,9
	63,1	19	16	1,5	1,5	18	54	52	74	78	80	3	4,5	1,5	1,5	0,4	1,5	0,8
	64,1	23	19	1,5	1,5	20	53	52	73	78	80	3	5,5	1,5	1,5	0,4	1,5	0,8
	65,3	32	25	1,5	1,5	22	52	52	72	78	81	5	7	1,5	1,5	0,4	1,5	0,8
	73,5	26,5	20	2,5	2,5	32	54	55	71	83	91	3	9	2,5	2,5	0,88	0,68	0,4
95	68,7	35	30	2,5	2,5	23	55	56	80	83	89	6	6	2,5	2,5	0,33	1,8	1
	70,2	25	22	2	1,5	21	59	54	86	91	92	3	5	2	1,5	0,35	1,7	0,9
	74,7	25	18	2	1,5	31	56	54	79	91	95	4	9	2	1,5	0,83	0,72	0,4
	74,8	36	30	2	1,5	30	55	54	76	91	94	5	8	2	1,5	0,54	1,1	0,6
	71,1	36	30	2	1,5	25	56	54	82	91	93	4	8	2	1,5	0,35	1,7	0,9

# Calque 1



Les ajustements présentés sur la vue 3D concernant