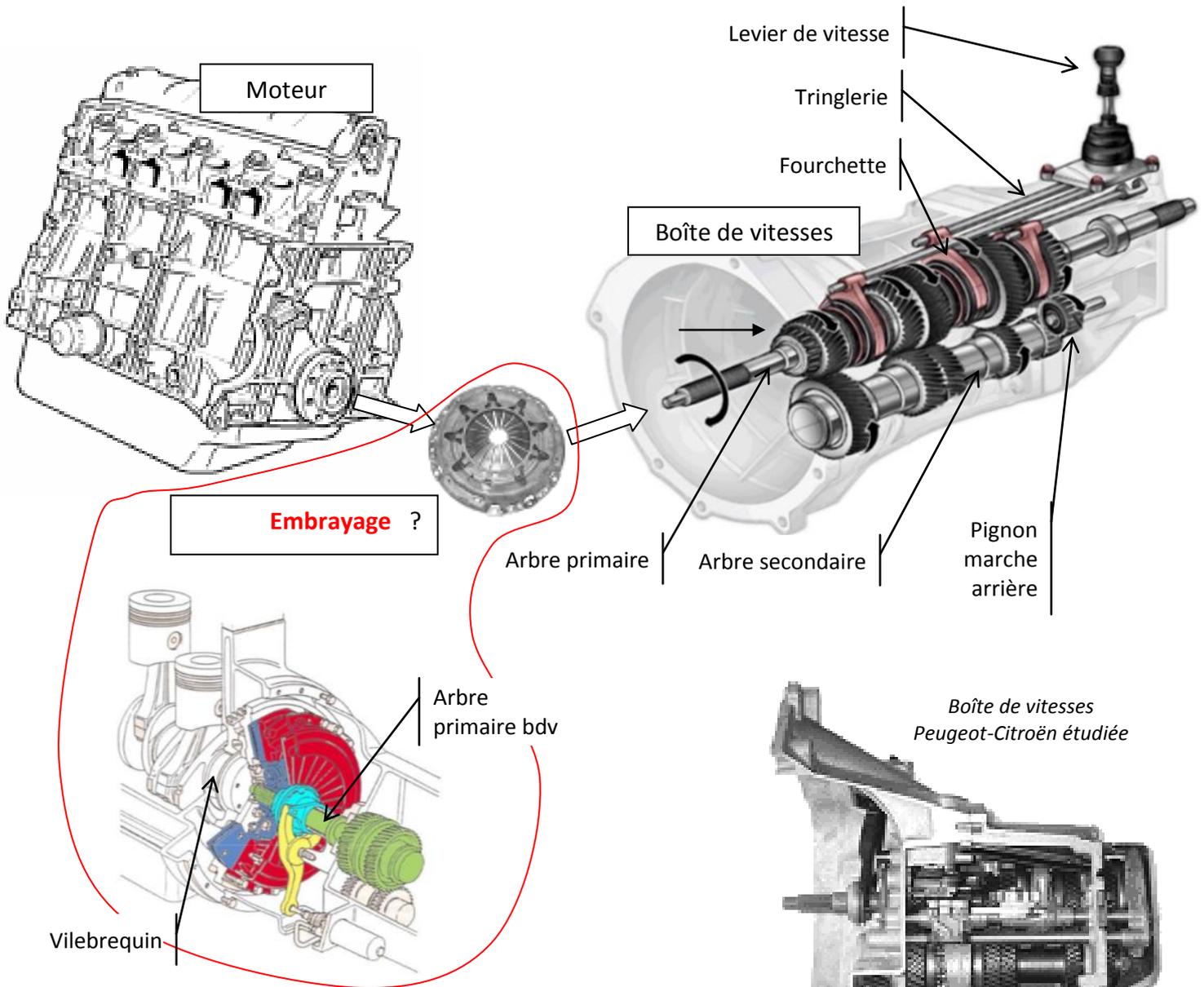


TD	Support : boîte de vitesses	TSI
----	-----------------------------	-----



Rôle de la boîte de vitesse

C'est un dispositif mécanique, ou plus généralement mécatronique, permettant d'adapter la transmission de puissance fournie par le moteur aux différentes conditions de roulage du véhicule (démarrage, accélération, roulage, marche arrière, etc.).

La boîte de vitesses offre ainsi la possibilité d'augmenter le couple disponible sur l'essieu moteur, le réducteur à engrenages étant la solution la plus commune pour réaliser cette fonction.

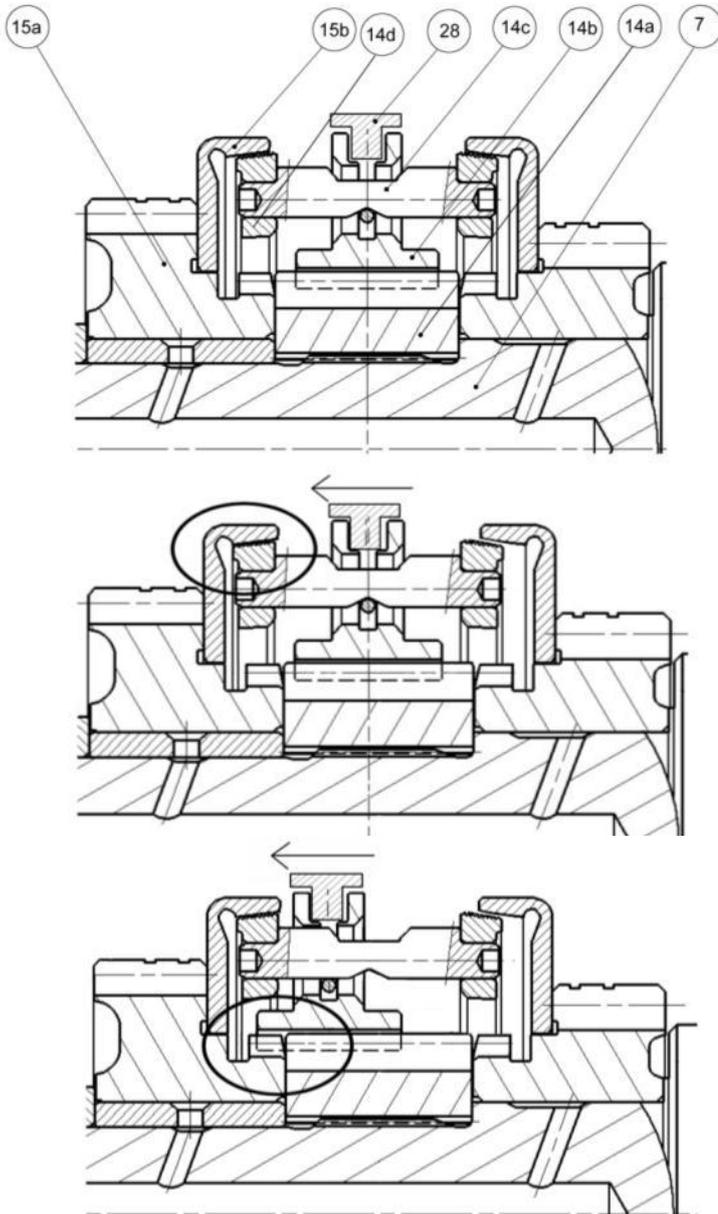
La boîte dispose ainsi d'un rapport nul appelé point mort pour le démarrage du moteur ou le passage des vitesses, d'un rapport de marche arrière pour inverser le sens de rotation des roues et de plusieurs rapports étagés pour la marche avant.

Les documents qui suivent sont associés à une boîte de vitesses manuelle 5 rapports équipant une large gamme de véhicules Peugeot-Citroën (206, 306, Partner, Berlingo, C3, ...)

Quelques informations supplémentaires sur le passage des vitesses :

Fonctionnement du synchroniseur de vitesses

Le levier de vitesse permet la sélection et le passage d'un rapport. Cela se traduit, dans la boîte, par le déplacement d'un crabot réalisé par l'intermédiaire des fourchettes. Le crabot vient alors solidariser un pignon avec l'arbre primaire ou secondaire en fonction du rapport enclenché. Le maintien de l'engrènement des pignons est réalisé par un indexage sur les axes des fourchettes.



Par exemple, étudions le passage de la 4^{ème} (pignon 15a), au niveau de l'arbre primaire (7) :

Le moyeu (14a) du synchroniseur est en liaison encastrement avec l'arbre primaire (7) et en liaison glissière avec le crabot (14b). Le pignon de 4^{ème} (15a) est en liaison pivot avec l'arbre primaire (7).

Synchronisation :

La fourchette (28) déplace le crabot (14b), l'axe de verrouillage (14c) et le cône de synchronisation (14d) vers la gauche. La partie conique du cône de synchronisation (14d) vient en contact avec la partie conjuguée de la cloche de synchronisation (15b), liée au pignon de 4^{ème} (15a). Par adhérence, la vitesse du pignon de 4^{ème} (15a) se synchronise avec celle de l'arbre primaire (7).

Crabotage :

La fourchette (28) finit de déplacer l'ensemble (14b), (14c) et (14d) vers la gauche. Le crabot (14b) vient se craboter sur les cannelures du pignon de 4^{ème} (15a). L'arbre primaire (7) entraîne alors le synchroniseur (14) qui transmet l'énergie au pignon (15) par l'intermédiaire des cannelures.

Aperçu des fourchettes de commande

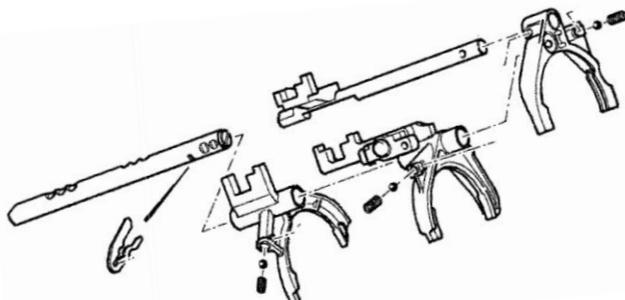
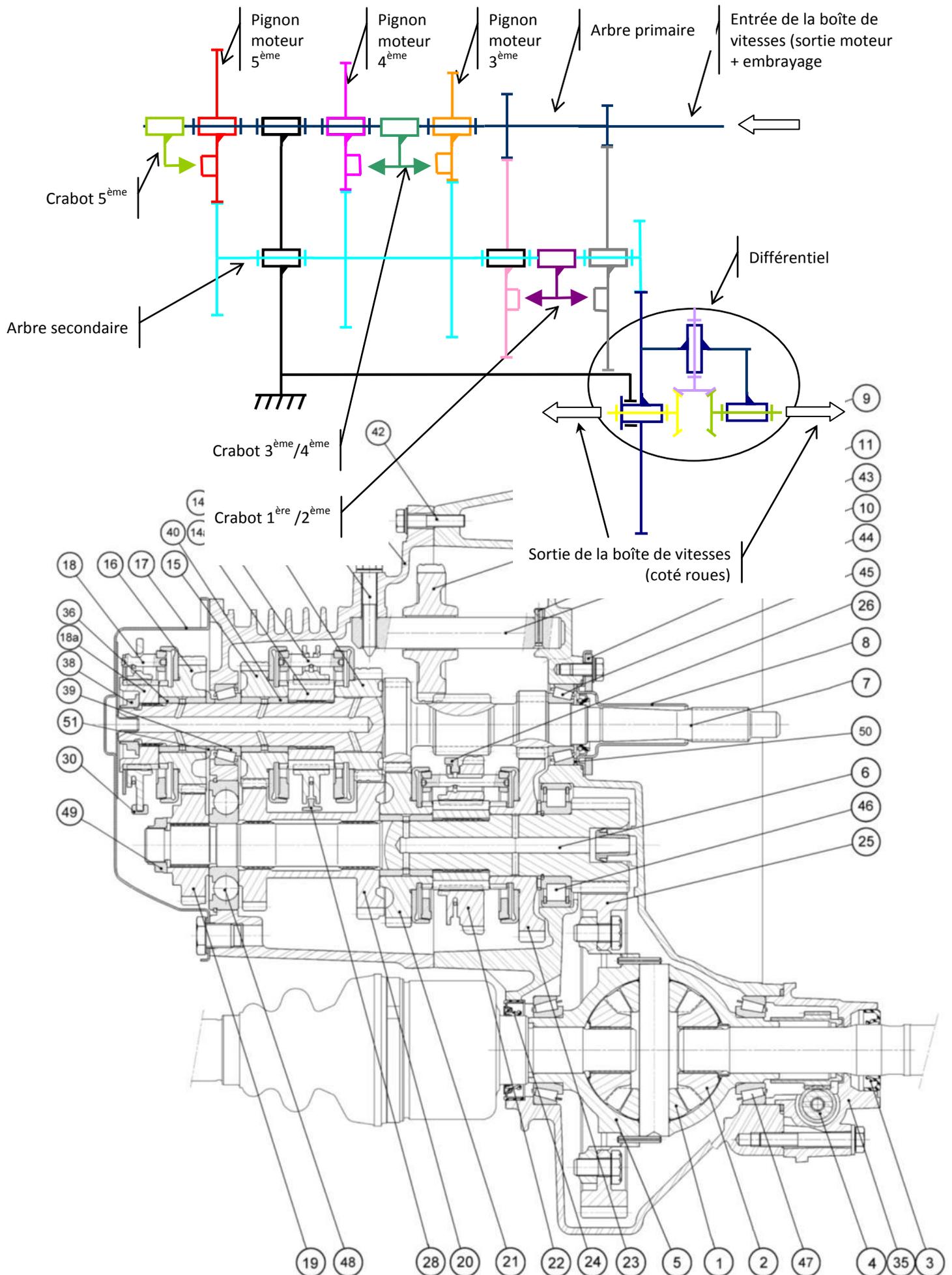


Schéma cinématique et plan d'ensemble (échelle 1 : 3) de la boîte de vitesses



Travail demandé

- **Partie A : Etude des spécifications dimensionnelles et géométriques**

→ Voir RESSOURCE ET APPLICATIONS « COTATION GPS »

- **Partie B : Analyse de la fonction « guider l'arbre primaire en rotation »**

→ Voir RESSOURCE « GUIDAGES EN ROTATION »

Objectifs : pour le guidage en rotation de l'arbre primaire par rapport aux carters, il s'agit de :

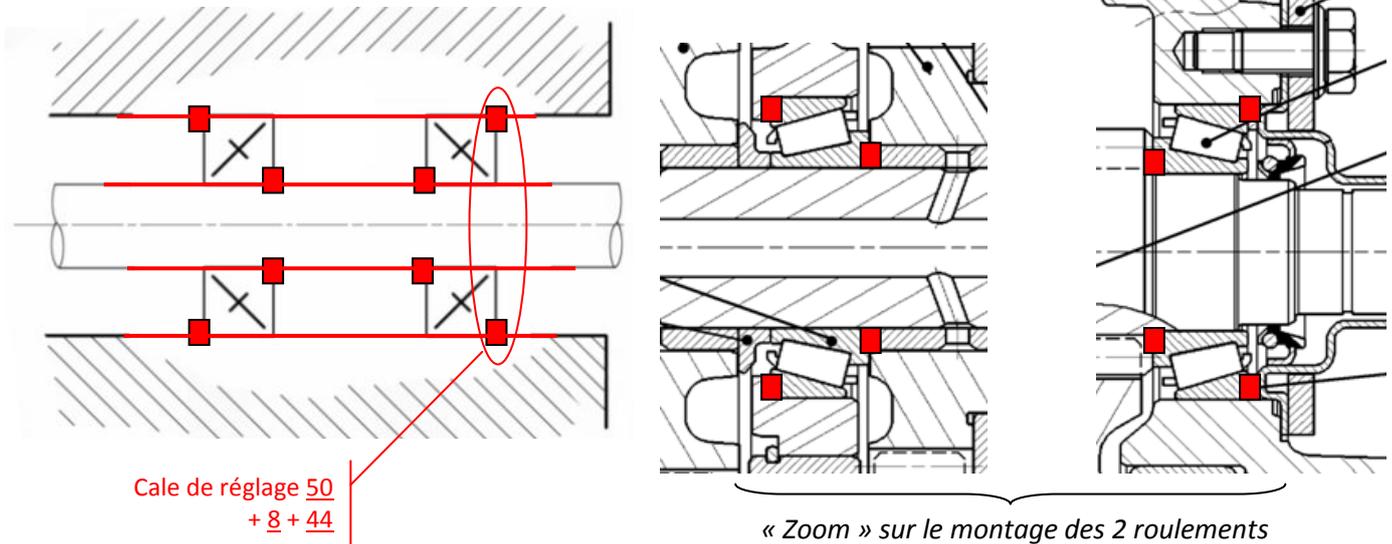
- Vérifier le dimensionnement des roulements installés
- Identifier un procédé capable de garantir l'alignement des 2 paliers de guidage.

Analyse du montage de roulements réalisant le guidage en rotation de l'arbre primaire

Q1. Indiquer le type de roulement utilisé ainsi que le type de montage retenu. Justifier ces choix.

Roulements à rouleaux coniques (encaissent les charges axiales et radiales). Montage en X
 4 vitesses sont entre les 2 centres de poussée. Seule la 5^{ème} est à l'extérieur.
 Montage de l'ensemble plus facile.

- Symboliser les arrêts axiaux sur le schéma suivant



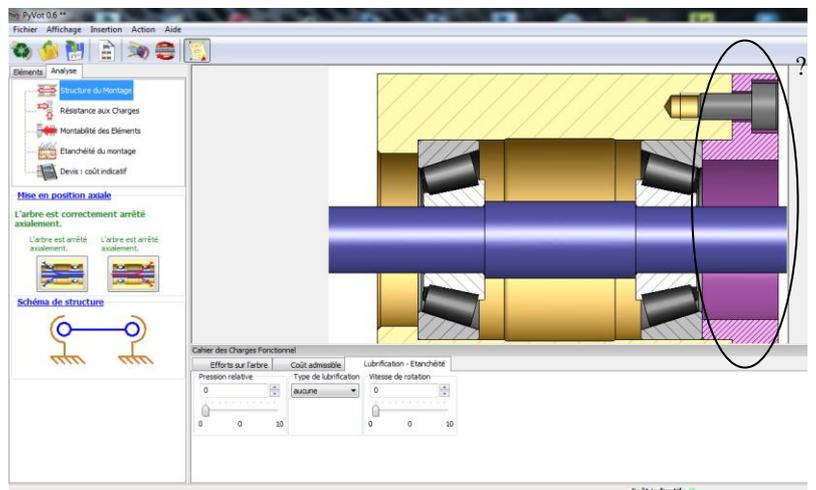
Q2. A partir du logiciel « PyVot », construire un montage de roulements se rapprochant des solutions utilisées pour guider l'arbre primaire de la bdv.

Consignes de montage :

- Utiliser deux roulements de tailles identiques et « petits ».
- Les efforts radiaux et axiaux sur l'arbre seront tous considérés d'un niveau 4 « assez ».
- Les arrêts axiaux à installer : épaulement sur l'arbre entre les 2 bagues intérieures des roulements + 1 épaulement en appui sur la bague extérieure du roulement de gauche.

Sélectionner et installer une solution viable sur la bague extérieure du roulement de droite.

Vérifier et valider en faisant une « analyse » de votre montage. Modifier votre solution si nécessaire.



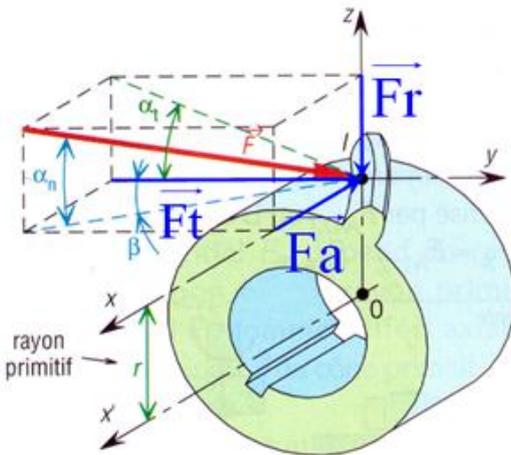
Ressource : Technologie des systèmes

Tous les engrenages de cette boîte de vitesses sont à denture hélicoïdale. L'engrènement est plus progressif et moins bruyant que des engrenages à denture droite.

Au contact des dentures, les efforts se transmettent selon les relations suivantes :



Engrenage à denture hélicoïdale



Avec :

$$F_t = F \cdot \cos \alpha \cdot \cos \beta$$

$$F_a = F \cdot \cos \alpha \cdot \sin \beta$$

$$F_r = F \cdot \sin \alpha$$

α : angle de pression = 20° (angle dû au profil des dentures)

β : angle d'hélice = 20° (valeur classique, 15° ≤ β ≤ 30°)

Détermination des efforts aux centres de poussée des roulements. Application pour un Citroën Picasso 1.6 HDI 112 Ch, couple moteur maximum 270 Nm à 1750 tr/min.

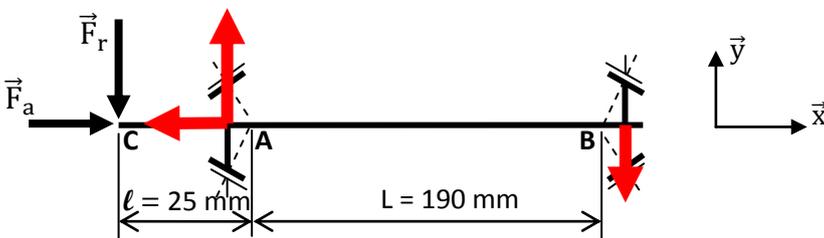
Seuls les efforts \vec{F}_a et \vec{F}_r vont se transmettre sur les roulements.

Q3. Déterminer ces efforts \vec{F}_a et \vec{F}_r sur la denture lorsque la boîte est sur le cinquième rapport, avec un couple maximum transmis.

$$C_m = F_t \times D_p / 2 \Leftrightarrow F_t = 2 \times C_m / D_p \quad \text{A.N.: } F_t = 2 \times 270 / 0,074 \quad F_t = 7300 \text{ N} \quad F = F_t / (\cos \alpha \times \cos \beta) = 8270 \text{ N}$$

$$F_a = F \times \cos \alpha \times \sin \beta = 2660 \text{ N} \quad \text{et} \quad F_r = F \times \sin \alpha = 2830 \text{ N}$$

Pour la suite de la vérification du dimensionnement des roulements, la situation suivante est retenue :



Données :

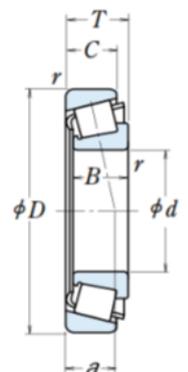
A et B sont les centres de poussée des 2 roulements à rouleaux coniques

$$\|\vec{F}_a\| = 2700 \text{ N} \quad \|\vec{F}_r\| = 2900 \text{ N}$$

On suppose que les roulements ne sont pas préchargés (aucune force axiale supplémentaire due à la précharge).

Extrait de catalogue de roulements à rouleaux coniques NSK

d	Dimensions (mm)					Cône Cuvette r min	Capacité de Charge (N)				Vitesses Limites (tr/min)		Référence Roulement	Centre Appl. Forces (mm) a	Constante e	Facteur de Charge Axiale		Masse (kg) approx
	D	T	B	C	r		C _r	C _{0r}	C _r	C _{0r}	Graisse	Huile				Y ₁	Y ₀	
15	35	11.75	11	10	0.6	0.6	14 800	13 200	1 510	1 350	11 000	15 000	HR 30202	8.2	0.32	1.9	1.0	0.053
	42	14.25	13	11	1	1	23 600	21 100	2 400	2 160	9 500	13 000	HR 30302 J	9.5	0.29	2.1	1.2	0.098
17	40	13.25	12	11	1	1	20 100	19 900	2 050	2 030	9 500	13 000	HR 30203 J	9.7	0.35	1.7	0.96	0.079
	40	17.25	16	14	1	1	27 100	28 000	2 770	2 860	9 500	13 000	HR 32203 J	11.2	0.31	1.9	1.1	0.103
	47	15.25	14	12	1	1	29 200	26 700	2 980	2 720	8 500	12 000	HR 30303 J	10.4	0.29	2.1	1.2	0.134
	47	15.25	14	10.5	1	1	22 000	20 300	2 240	2 070	8 000	11 000	HR 30303 D	15.4	0.81	0.74	0.41	0.129
20	47	20.25	19	16	1	1	37 500	36 500	3 800	3 750	8 500	11 000	HR 32303 J	12.5	0.29	2.1	1.2	0.178
	42	15	15	12	0.6	0.6	24 600	27 400	2 510	2 800	9 000	12 000	HR 32004 XJ	10.6	0.37	1.6	0.88	0.097
	47	15.25	14	12	1	1	27 900	28 500	2 850	2 900	8 000	11 000	HR 30204 J	11.0	0.35	1.7	0.96	0.127
	47	15.25	14	12	0.3	1	23 900	24 000	2 430	2 450	8 000	11 000	HR 30204 C-A-	13.0	0.55	1.1	0.60	0.126
	47	19.25	18	15	1	1	25 500	27 500	2 850	2 950	8 500	11 000	HR 32204 J	12.6	0.33	1.8	1.0	0.161
	47	19.25	18	15	1	1	25 500	27 500	2 850	2 950	8 500	11 000	HR 32204 CJ	14.5	0.52	1.2	0.64	0.166
22	52	16.25	15	13	1.5	1.5	30 000	28 000	3 000	2 800	10 000	10 000	HR 30304 J	11.6	0.3	1.9	1.1	0.144
	52	16.25	15	12	1.5	1.5	27 200	29 500	2 780	3 000	7 500	10 000	HR 30304 D	16.7	0.8	0.8	0.8	0.207
25	52	22.25	21	18	1.5	1.5	36 500	40 500	3 750	4 100	7 500	11 000	HR 32304 J	13.9	0.3	1.9	1.1	0.144
	44	15	15	11.5	0.6	0.6	27 200	29 500	2 780	3 000	7 500	10 000	HR 320/22 XJ	11.1	0.4	1.2	0.65	0.185
	50	15.25	14	12	1	1	36 500	40 500	3 750	4 100	7 500	11 000	HR 302/22 C	11.6	0.3	1.9	1.0	0.208
	50	15.25	14	12	1	1	33 500	39 500	3 400	4 000	7 500	10 000	HR 302/22 C	15.2	0.51	1.2	0.65	0.185
	50	19.25	18	15	1	1	37 000	36 500	3 750	3 750	7 100	9 500	HR 303/22	12.4	0.32	1.9	1.0	0.208
	56	17.25	16	14	1.5	1.5	34 500	34 000	3 500	3 500	6 700	9 500	HR 303/22 C	15.9	0.59	1.0	0.56	0.207
	56	17.25	16	13	1.5	1.5	27 400	33 000	2 800	3 400	8 000	11 000	HR 32005 XJ	11.8	0.43	1.4	0.77	0.116
	47	17	17	14	0.6	0.6	31 000	38 000	3 150	3 900	8 000	11 000	HR 33005 J	11.0	0.29	2.1	1.1	0.131
52	16.25	15	13	1	1	32 000	35 000	3 300	3 550	7 100	10 000	HR 30205 J	12.7	0.38	1.6	0.88	0.157	
52	16.25	15	12	1	1	28 100	31 500	2 860	3 200	9 700	9 500	HR 30205 C	14.4	0.53	1.1	0.62	0.155	
52	19.25	18	16	1	1	40 000	45 000	4 050	4 600	7 100	10 000	HR 32205 J	13.5	0.36	1.7	0.92	0.189	

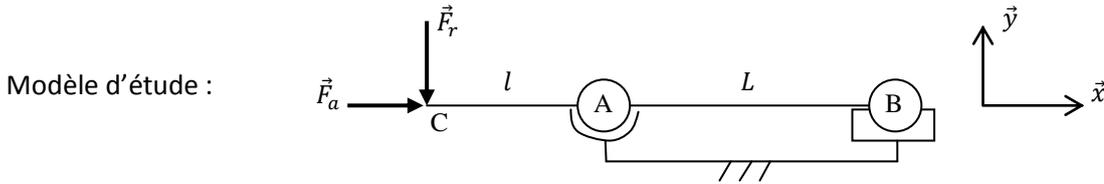


$$P_{eq} = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

Si $F_a/F_r \leq e$ alors $X=1$ et $Y=0$

Si $F_a/F_r > e$ alors $X=0,4$ et $Y=Y_1$

Q4. Déterminer les actions mécaniques aux centres de poussées A et B. Puis reporter, sans notion d'échelle, les composantes non nulles des efforts sur le modèle page précédente.



→ Arbre primaire isolé / hypothèse pb plan (\vec{x}, \vec{y})

→ Action en A sur arbre (liaison rotule) :

$$\begin{Bmatrix} X_A & 0 \\ Y_A & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix}_A$$

Action en B sur arbre (liaison L.A.) :

$$\begin{Bmatrix} 0 & 0 \\ Y_B & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix}_B = \begin{Bmatrix} 0 & 0 \\ Y_B & 0 \\ 0 & L \cdot Y_B \end{Bmatrix}_A \text{ avec } \vec{M}_A(\vec{B}) = \vec{M}_B(\vec{B}) + \vec{AB} \wedge \vec{B} = L \cdot \vec{x} \wedge Y_B \cdot \vec{y}$$

Action en C sur arbre (engrenage) :

$$\begin{Bmatrix} F_a & 0 \\ -F_r & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix}_C = \begin{Bmatrix} F_a & 0 \\ -F_r & 0 \\ 0 & l \cdot F_r \end{Bmatrix}_A \text{ avec } \vec{M}_A(\vec{C}) = \vec{M}_C(\vec{C}) + \vec{AC} \wedge \vec{C} = -l \cdot \vec{x} \wedge (F_a \cdot \vec{x} - F_r \cdot \vec{y})$$

On en déduit :

$$X_A + F_a = 0 \Leftrightarrow X_A = -F_a$$

$$Y_A + Y_B - F_r = 0 \Leftrightarrow Y_A = F_r \left(1 + \frac{l}{L}\right)$$

$$L \cdot Y_B + l \cdot F_r = 0 \Leftrightarrow Y_B = -\frac{l}{L} F_r$$

En A : $|F_{aA}| = 2700 \text{ N}$ et $|F_{rA}| = 3282 \text{ N}$

En B : $|F_{aB}| = 0 \text{ N}$ et $|F_{rB}| = 382 \text{ N}$

A.N. : $Y_B = -382 \text{ N}$; $X_A = -2700 \text{ N}$ et $Y_A = 3282 \text{ N}$

Q5. En suivant la procédure donnée page 14 du document sur « les guidages en rotation et translation », déterminer la charge équivalente $P_{\text{éq}}$ à prendre en compte.

Les 2 roulements sont identiques, donc $Y_A = Y_B = Y = 1,4$ car $\frac{F_{aA}}{F_{rA}} = \frac{2700}{3282} = 0,82 > e = 0,43 \rightarrow$ catalogue rlt p5/11

$F_{rA} = 3282 \text{ N} \leq F_{rB} = 382 \text{ N} \rightarrow$ non $\rightarrow K_a = F_{aA} + F_{aB} = 2700 + 0 = 2700 \text{ N} < \frac{0,5}{Y} (F_{rA} - F_{rB}) = \frac{0,5}{1,4} (3282 - 382) = 1036 \rightarrow$
non $\rightarrow F_{aB} = \frac{0,5 \cdot F_{rB}}{Y} = 137 \text{ N}$ et $F_{aA} = F_{aB} + K_a = 137 + 2700 = 2837 \text{ N}$.

Le roulement le plus sollicité est en A : $F_{aA}/F_{rA} = 2837/3282 = 0,86 \leq e_A = e_B = e = 0,43$ (catalogue rlt) \rightarrow non \rightarrow
 $P_{A \text{ éq}} = X \cdot F_{rA} + Y \cdot F_{aA} \Leftrightarrow P_{A \text{ éq}} = 0,4 \times 3282 + 1,4 \times 2837 = 5285 \text{ N}$

Q6. En déduire la durée de vie en heures des roulements montés pour le guidage de l'arbre primaire. Cette durée vous semble t'elle acceptable ? Critiquer le modèle retenu si nécessaire.

$$L_{10}(h) = \left(\frac{C}{P_{\text{éq}}}\right)^n \times \left(\frac{10^6}{60 \times N}\right) = \left(\frac{27400}{5285}\right)^{10/3} \times \left(\frac{10^6}{60 \times 1750}\right) = 2300 \text{ h}$$

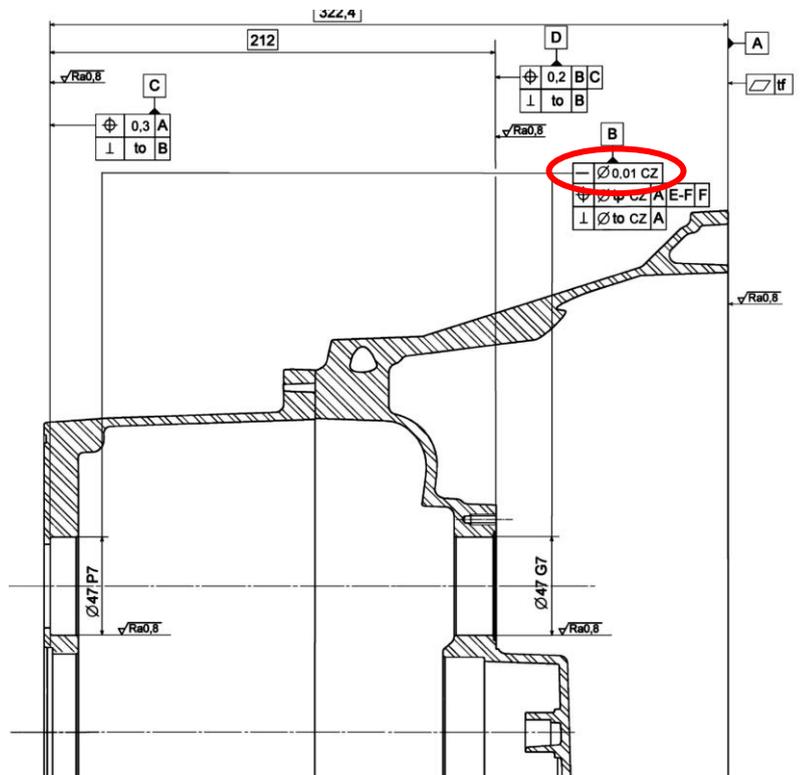
Si moyenne de 60 km/h alors la durée de vie du roulement est de 138000 kms.

Le calcul s'appuie sur une valeur maxi du couple transmis, ce qui est loin d'être le cas dans le fonctionnement de la voiture.

Le modèle retenu est très pessimiste, tous les efforts axiaux sont supportés par 1 seul roulement. Sa durée de vie devrait être normalement plus élevée.

Q7. Entourer sur le dessin de définition des carters assemblés ci-contre la spécification géométrique qui garantit l'alignement des paliers.

Rectitude entre les 2 axes des portées.

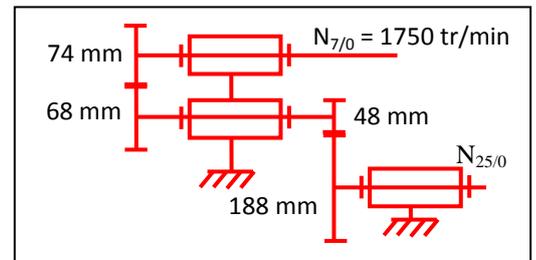


Q8. Proposer une procédure à suivre (ordre des opérations) au cours de la fabrication pour garantir la valeur de la tolérance associée à cette spécification.

Positionner et bloquer les 2 carters ensemble ; puis aléser les 2 portées de roulements.
Prévoir des pions de centrage entre les 2 carters pour les démonter et les repositionner par la suite.

- **Partie C : Etude des rapports de transmission de la bdv et du différentiel**

Q9. Proposer un schéma cinématique des pièces en mouvement entre l'arbre primaire et la couronne d'entrée du différentiel 25, lorsque la 5^{ème} vitesse est enclenchée.



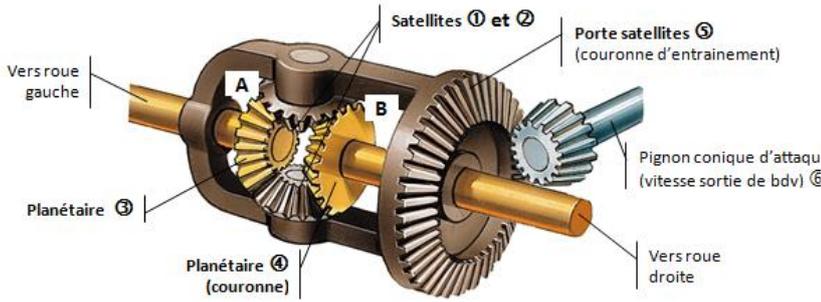
Q10. En relevant les informations nécessaires directement sur le plan d'ensemble page 3, déterminer le rapport de transmission $i_{25/7} = \frac{N_{25/0}}{N_{7/0}}$ (0 étant le bâti).

$$i_{25/7} = \frac{74 \times 48}{68 \times 188} = 0,28$$

Q11. Justifier l'importance du différentiel lorsque la voiture est en ligne droite, puis en virage.

En ligne droite le différentiel ne joue aucun rôle (sauf si pneu dégonflé ...)
En virage, permet de distribuer plus de vitesse à la roue extérieure au virage et moins à la roue intérieure.

Q12. Citer le type de réducteur associé au différentiel. Puis compléter le schéma cinématique en faisant correspondre les repères des pièces du différentiel donné ci-dessous.



(Dans notre étude le pignon d'attaque n'est pas conique ...)

Pour aller plus loin ...

Retrouver la formule de Willis ($\frac{\omega_{P/O} - \omega_{PS/O}}{\omega_{C/O} - \omega_{PS/O}} = -\frac{Z_C}{Z_P}$) en écrivant les relations associées au roulement sans glissement, au niveau des points de contact entre le satellite et le planétaire puis entre le satellite et la couronne

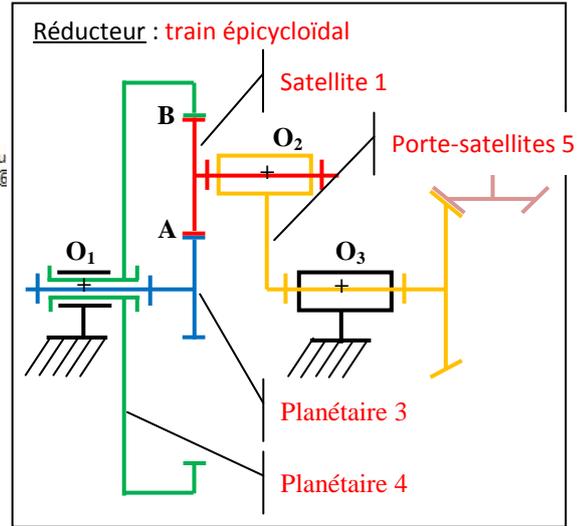


Schéma cinématique associé

Q13. Déterminer la vitesse de rotation du moteur lorsque la voiture roule à 100 km/h (bdv en 5^{ème}).

Donnée : taille pneus 215 / 55 R16

Largeur bande de roulement

Hauteur pneu = 55% de la bande de roulement

Diamètre jante en pouce (1 pouce = 25,4 mm)



Diamètre pneu : $D_{pneu} = 16 \times 25,4 + 2 \times 55\% \times 215 = 64,3 \text{ cm}$

$V_{voiture} = D_{pneu}/2 \times \omega_{pneu} \Leftrightarrow \omega_{pneu} = (100/3,6) \times (2/0,643) = 86,4 \text{ rad/s} = 825 \text{ tr/min} = N_{25/0}$

$N_m = N_{25/0} / i_{25/7} \Leftrightarrow N_m = 825/0,28 \Leftrightarrow N_m = 2950 \text{ tr/min}$

- Partie D : Choix d'un matériau pour la fourchette

Le cahier des charges de la fourchette est constitué de données de conception et de données économiques qui sont les suivantes :

Données de conception :

- La fourchette est réalisée en matériau non ferreux à déterminer précisément.
- Le matériau doit avoir une très bonne formabilité ainsi qu'une grande aptitude à fondre afin d'être réalisé en fonderie.
- Limite élastique minimale de 100 MPa.

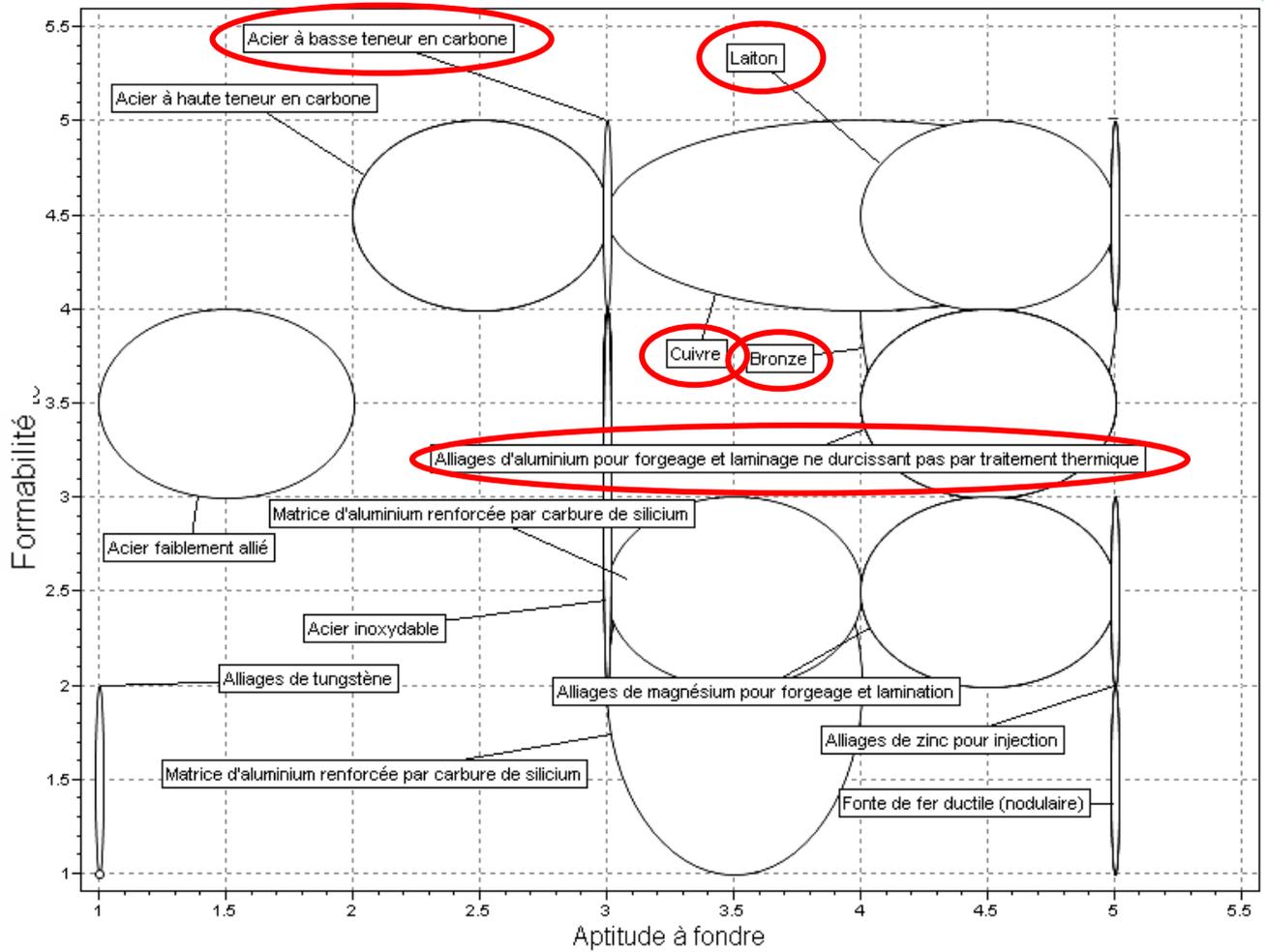
Données économiques :

- Production de 15000 unités par mois.
- Prix de la matière ne dépassant pas 2,8 €/Kg.

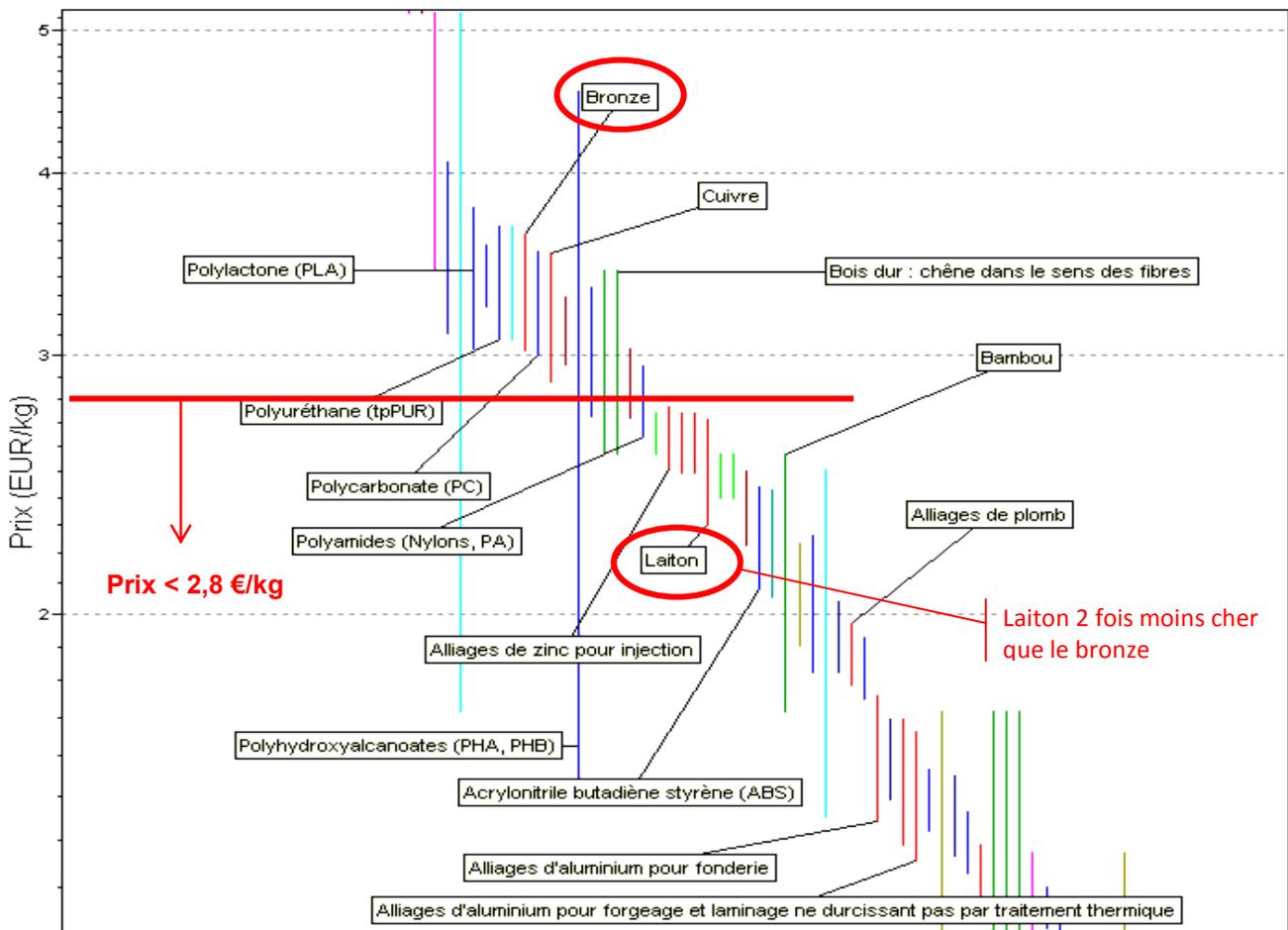
Q14. À partir des données de conception, entourer 5 familles de matériaux les plus adaptées sur le graphique « formabilité/aptitude à fondre » du document donné page suivante.

Q15. La fourchette est fixe par rapport au bâti. Elle est en contact glissant avec un crabot en acier. Choisir deux familles de matériaux parmi celles trouvées précédemment de façon à diminuer le frottement.

Laiton (cuivre + zinc) et bronze (cuivre + étain)

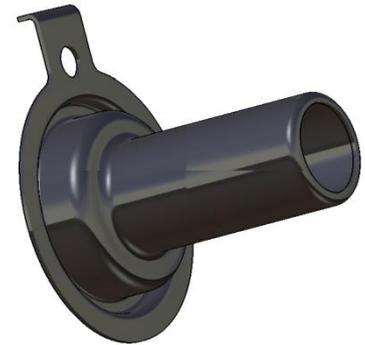


Q16. Encadrer sur le graphique des coûts matières, la zone correspondant au cahier des charges. En déduire la famille de matériaux correspondant au critère du cahier des charges.



- Partie D' : Choix d'un matériau pour la douille 8

La douille de guidage 8 est réalisée par emboutissage. Les concepteurs ont envisagé deux matériaux pour la fabrication de cette pièce :



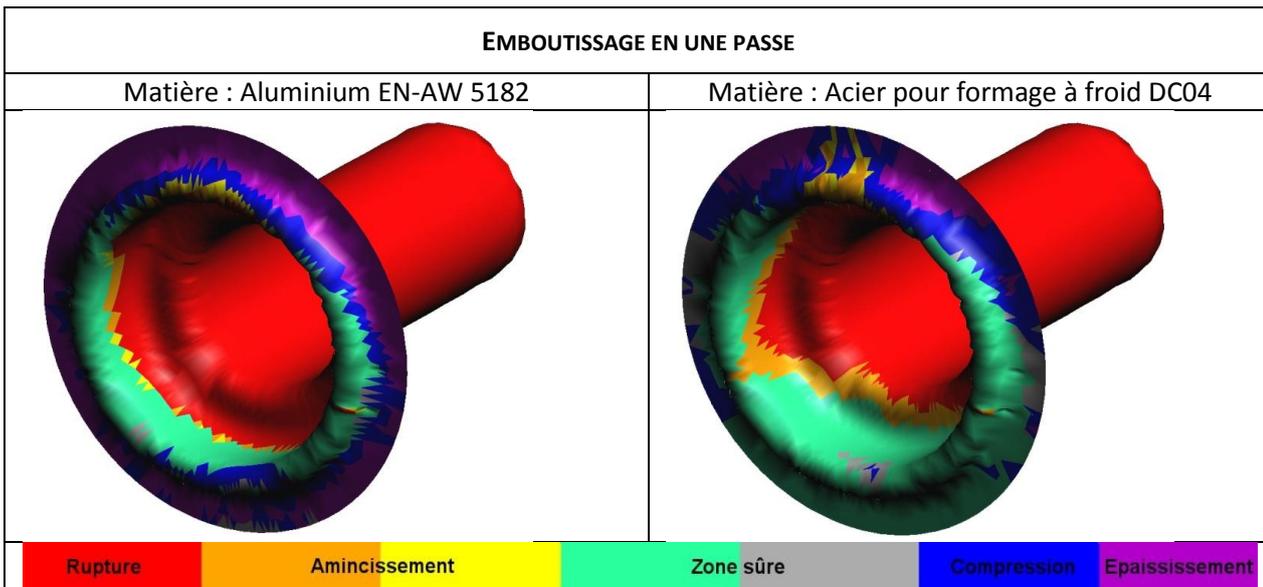
Matière	Masse volumique (kg/m ³)	Prix (€/kg)
Aluminium EN-AW 5182 (Al Mg4,5 Mn0,4) aluminium pour forgeage	2700	1,75
Acier DC04 (acier à haute formabilité pour emboutissage)	7850	0,45

Le volume de la douille est de 15,7 cm³.

Q17. Déterminer le coût matière unitaire pour chacun des deux matériaux. En déduire le matériau le plus économique sachant que la série envisagée est de 15000 pièces/mois. Justifier votre réponse.

Masse 1 pièce en acier DC04 = $7850 \times 15,7 \cdot 10^{-6} = 0,123 \text{ kg}$
 Le coût matière d'une pièce en acier est donc de 0,055 €
 Masse 1 pièce en Alu = $2700 \times 15,7 \cdot 10^{-6} = 0,042 \text{ kg}$
 Le coût matière d'une pièce en Alu est donc de 0,074 €
 Pour la série envisagée, les coûts matière sont donc de 825€ pour l'acier et 1110€ pour l'aluminium. Fabriquer la pièce en acier permet d'économiser 285€/mois.

Une simulation d'emboutissage **en une passe** a permis d'obtenir les résultats suivants :



Q18. Analyser les simulations effectuées et commenter la capacité de ces 2 matériaux à être emboutis en une seule passe pour former la douille.

Les résultats sont assez voisins et aucun des 2 matériaux ne permet la réalisation de la pièce en une seule passe. On peut cependant noter une zone de rupture plus marquée avec l'aluminium. L'écart de prix est par ailleurs aussi favorable à l'acier.

Q19. Conclure sur le choix du matériau pour la douille 8.

Acier DC04

Q20. En analysant la documentation technique page suivante, choisir le procédé approprié pour la réalisation de la douille. Justifier votre réponse.

Pour éviter la rupture, la pièce sera réalisée par emboutissages successifs.

Emboutissage

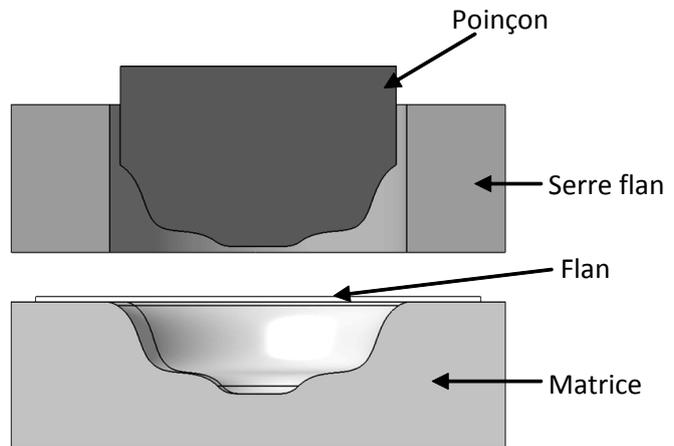
L'emboutissage est une technique de fabrication permettant d'obtenir, à partir d'une feuille de tôle plane et mince (nommée « flan »), un objet dont la forme n'est pas développable. Pour faciliter la déformation, le flan est généralement porté à une température se situant entre le tiers et la moitié de la température de fusion du matériau.

Du fait de la conservation globale du volume du matériau, les zones d'étirement subissent un amincissement (qui doit rester limité pour éviter la rupture) et les zones de rétreint (compression) subissent une combinaison d'épaississement et de plissement. On cherche en général à éviter ce plissement, mais il ne peut jamais être complètement absent et on le déplace, si possible, dans les parties de la pièce qui seront éliminées dans la suite du processus de fabrication (détourage).

Fonctionnement

L'emboutissage se pratique à l'aide de presses à emboutir de forte puissance munies au minimum des trois outillages suivants :

- **une matrice**, en creux représentant la forme extérieure de la pièce
- **un poinçon**, en relief représentant la forme intérieure tout en préservant l'épaisseur de la tôle
- **un serre-flan** entourant le poinçon, servant à coincer les bords du flan pendant l'application du poinçon.



Etape 1 : Le flan est placé sur la matrice	Etape 2 : Le serre-flan vient serrer le flan sur la matrice	Etape 3 : Le poinçon vient déformer le flan en le plaquant dans la matrice	Etape 4 : Le poinçon et le serre-flan remontent pour libérer la pièce	Pièce brute d'emboutissage

Principaux défauts :

Les principaux défauts rencontrés sont des déchirures et les plis.

Selon la profondeur ou la forme de la pièce, plusieurs emboutissages successifs à l'aide d'outils de plus en plus complexes peuvent être nécessaires.

