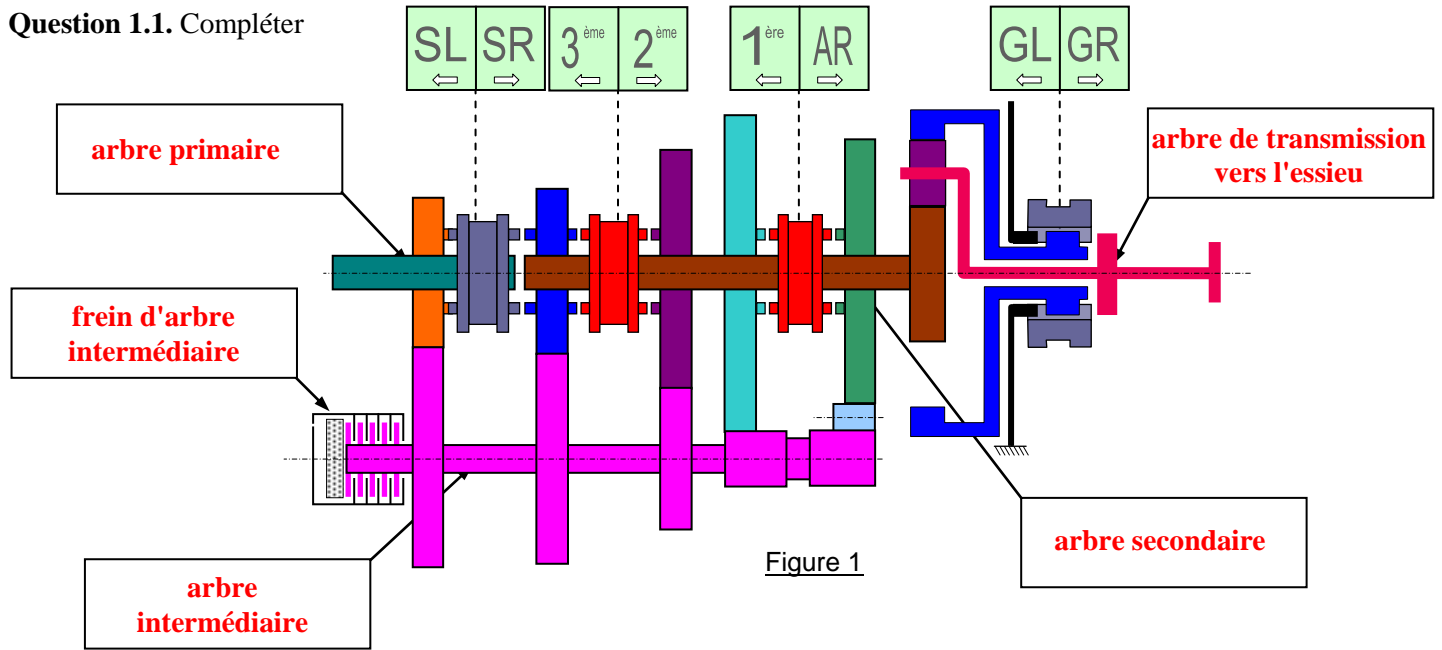


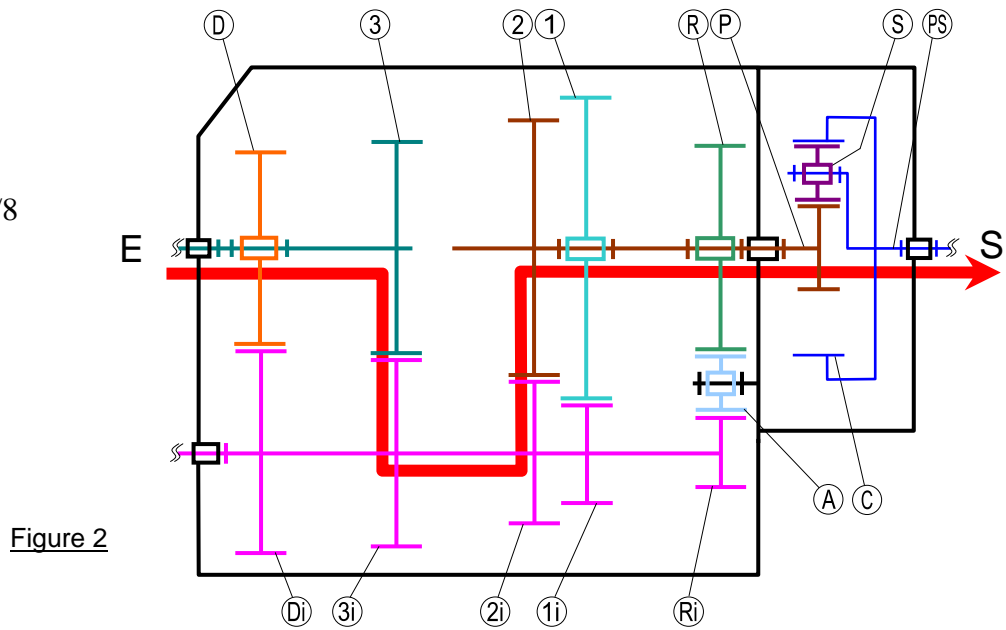
# 1. Analyse structurale de la boîte de vitesse Powershift de chez Mercedes-Benz

Question 1.1. Compléter



Question 1.2.

5R  
C1/8



1.3. On se place dans le cas d'une "prise directe" au niveau du groupe multiplicateur (gamme).

Question 1.3.1. Comment l'arbre primaire peut-il entrainer en rotation l'arbre intermédiaire ?

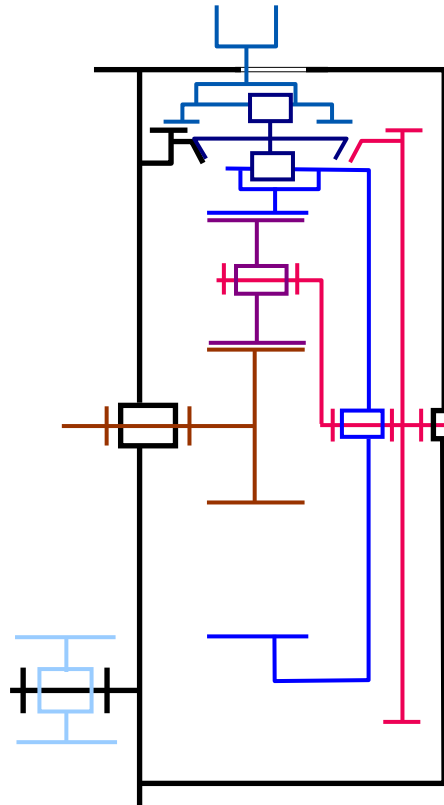
Grâce au crabot-synchroniseur  $S_D$  et soit le pignon (D) soit le pignon (3). Toujours en prise, pas de position neutre.

Question 1.3.2. Lorsque les crabots 2-3 et 1-AR sont en position milieu telle que représentés sur le schéma page A12/13, la vitesse de rotation de l'arbre intermédiaire est-elle indépendante de celle de l'arbre secondaire ? Justifier.

Oui, les pignons étant montés "fous", s'ils ne sont pas crabotés, ils n'entraînent pas l'arbre intermédiaire.

1.4.

Question 1.4.1. - Doubleur de Gamme : C2/8



**Q 1.4.2 :**

$$r_b = (-1)^1 \frac{Z_p \times Z_s}{Z_s \times Z_c} = - \frac{Z_p}{Z_c}$$

**Q 1.4.3 :**

$$\omega_c = 0 ; \omega_{ps} = \omega_s ; \omega_p = \omega_e$$

$$\Rightarrow \frac{0 - \omega_s}{\omega_e - \omega_s} = - \frac{25}{85}$$

soit  $85 \cdot \omega_s = 25 \cdot (\omega_e - \omega_s)$

$$\Rightarrow 110 \cdot \omega_s = 25 \cdot \omega_e$$

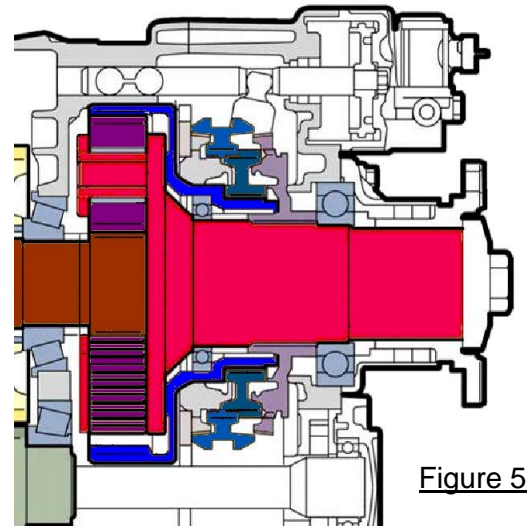


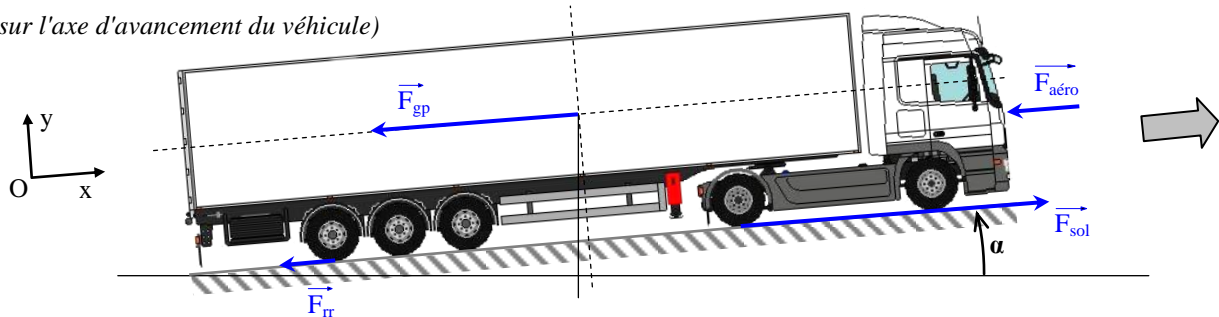
Figure 5

<b>Question 1.4.2</b> Raison basique :	$r_b = - \frac{25}{85}$
<b>Question 1.4.3</b> Rapport de transmission du doubleur de Gamme :	$i_{GL} = \frac{C_s}{C_e} = \frac{22}{5} = 4,4$

2. Adaptation de la puissance du moteur aux conditions de circulations

Représentation des actions extérieures s'exerçant sur le véhicule lorsqu'il gravit une pente.

(projection sur l'axe d'avancement du véhicule)



<b>Force de traînée aérodynamique.</b> $F_{aéro} = \frac{1}{2} \cdot \rho_{air} \cdot S_{mc} \cdot C_x \cdot V_{véh}^2$	$F_{aéro}$ : en N $\rho_{air}$ : masse volumique de l'air en $kg \cdot m^{-3}$ $S_{mc}$ : section frontale du véhicule en $m^2$ . $C_x$ : coefficient de traînée aérodynamique. $V_{véh}$ : vitesse du véhicule en $m \cdot s^{-1}$	<b>Puissance de traînée aérodynamique</b> $P_{aéro} = F_{aéro} \times V_{véh}$ <span style="float:right"><math>P_{aéro}</math> en W</span>
<b>Force de résistance au roulement.</b> $F_{rr} = m \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot k_{rr}$ (en N)	$m$ : masse du véhicule en kg $g$ : accélération de la pesanteur en $m \cdot s^{-2}$ $k_{rr}$ coefficient de résistance au roulement	<b>Puissance de résistance au roulement</b> $P_{rr} = F_{rr} \times V_{véh}$ <span style="float:right"><math>P_{rr}</math> en W</span>
<b>Force de gravité due à la pente.</b> $F_{gp} = m \cdot g \cdot \sin \alpha$ (en N)	$m$ : masse du véhicule en kg $g$ : accélération de la pesanteur en $m \cdot s^{-2}$ $\alpha$ : angle de la pente en degrés	<b>Puissance nécessaire pour gravir la pente</b> $P_{pente} = F_{gp} \times V_{véh}$ <span style="float:right"><math>P_{pente}</math> en W</span>
<b>Action du sol sur les roues motrices.</b> $F_{sol} = \frac{C_{roue}}{R_{roue}}$ (en N)	$F_{sol}$ en N $C_{roue}$ : couple moteur à la roue en N.m $R_{roue}$ : rayon de la roue en m	<b>Puissance motrice</b> $P_{motrice} = F_{sol} \times V_{véh}$ <span style="float:right"><math>P_{motrice}</math> en W</span>

Accélération de la pesanteur :  $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$  ; Masse volumique de l'air :  $\rho_{air} = 1,169 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$   
 Masse du véhicule :  $m = 18000 \text{ kg}$  ; Surface frontale du véhicule :  $S_{mc} = 8 \text{ m}^2$   
 Coefficient de traînée aérodynamique :  $C_x = 0,8$

**Question 2.1.** A partir des caractéristiques des pneumatiques (A7/16), calculer le rayon de la roue,  $R_{roue}$  en m ;

$$\text{Pneumatique : } 315/70 \text{ R } 22,5 \Rightarrow R_{roue} = 0,7 \times 315 + 22,5 \times 25,4/2 = 506,25 \text{ mm} = 0,506 \text{ m}$$

Quelque soit le résultat, on prendra  $R_{roue} = 0,5 \text{ m}$  pour la suite des calculs

**Question 2.2.** Calculer la fréquence de rotation du moteur lorsque le véhicule roule à  $90 \text{ km.h}^{-1}$  en 6R,  $N_{moteur}$  en  $\text{tr.min}^{-1}$  ;

$$90 \text{ km/h} = 25 \text{ m/s} \quad ; \quad \omega_{roue} = V/R_{roue} \quad ; \quad i_{BV(6R)} = 1 \quad \text{et} \quad i_p = 2,846$$

$$N_{roue} = \omega_{roue} \times 60/2\pi = (90/3,6) \times (60/2\pi \times R_{roue}) = 477,5 \text{ tr.min}^{-1} \quad \text{et} \quad N_{mot} = N_{roue} \times i_p = 1358,9 \text{ tr.min}^{-1}$$

**2.3.** Lorsque le profil de la route le permet, le régime moteur exploité doit être celui de moindre Csp.

**Question 2.3.1.** Donner la valeur de la puissance fournie par le moteur  $P_m$  pour ce régime de rotation (lire sur le graphe A6/16),  $P_m$ .

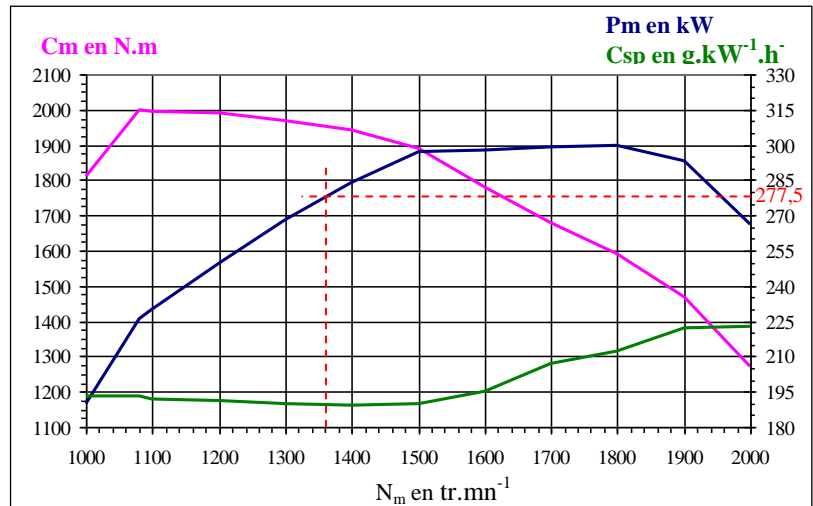
$$P_m = 278 \text{ kW}$$

**Question 2.3.2.** Calculer la puissance disponible aux roues,  $P_{roues}$ , lorsque le moteur développe  $P_m$  à ce régime de rotation moteur (rappel Csp mini).

$$P_{roues} = P_m \times \eta_{BV} \times \eta_p = 277,5 \times 0,98 \times 0,97 = 264,3 \text{ kW}$$

**Question 2.3.3.** Calculer la puissance nécessaire pour vaincre la résistance de l'air à  $90 \text{ km.h}^{-1}$ ,  $P_{aéro}$ .

$$P_{aéro} = 0,5 \times \rho_{air} \times C_x \times S_{mc} \times (V_{véh}/3,6)^3 = 0,5 \times 1,169 \times 0,8 \times 8 \times (90/3,6)^3 = 58\,450 \text{ W} = 58,45 \text{ kW}$$



**Question 2.3.4.** Calculer la puissance nécessaire pour vaincre la résistance au roulement des pneumatiques,  $P_{rr}$  (à  $90 \text{ km.h}^{-1}$ ).

$$P_{rr} = k_{rr} \times m \times g \times \cos\alpha \times V_{véh}/3,6 = 8 \cdot 10^{-3} \times 26\,000 \times 9,81 \times \cos 1,2 \times 90/3,6 = 51\,000 \text{ W} = 51 \text{ kW}$$

**Question 2.3.5.** Calculer la puissance résistante exercée par la pente de 2,4%,  $P_{gp}$  ( $P_{pente} = F_{gp} \times V_{véh}$ ).

$$P_{gp} = m \times g \times \sin\alpha \times V_{véh}/3,6 = 8 \cdot 10^{-3} \times 26\,000 \times 9,81 \times \sin 1,37 \times 90/3,6 = 152\,991 \text{ W} = 153 \text{ kW}$$

**Question 2.3.6.** Calculer la puissance résistante totale,  $P_{résist-totale}$  ; conclure.

$$P_{résist-totale} = P_{gp} + P_{rr} + P_{aéro} = 153 + 51 + 58,45 = 262,44 \text{ kW}$$

On constate que la puissance résistante totale exercée sur le véhicule pour gravir une pente de 2,4% est égale à la puissance motrice à la roue que le véhicule peut développer lorsqu'il roule à  $90 \text{ km.h}^{-1}$  en 6R (moteur tournant à  $1360 \text{ tr.min}^{-1}$ ).

**2.4.** Rapport de boîte le mieux adapté pour gravir une pente de 6% à une vitesse véhicule la plus élevée possible

**Question 2.4.1.** Quelle est la plage de régime de rotation du moteur sur laquelle la puissance fournie par le moteur  $P_m$  est maximale (graphe A6/13).

$$P_m \text{ est maximale sur la plage } 1500 \text{ tr.min}^{-1} \text{ à } 1800 \text{ tr.min}^{-1}.$$

**Question 2.4.2.** Calculer la puissance maximale qui peut être restituée aux roues,  $P_{roues,max}$  lorsque le moteur travaille dans cette plage de régime de rotation. Tracer cette valeur sur le graphe.

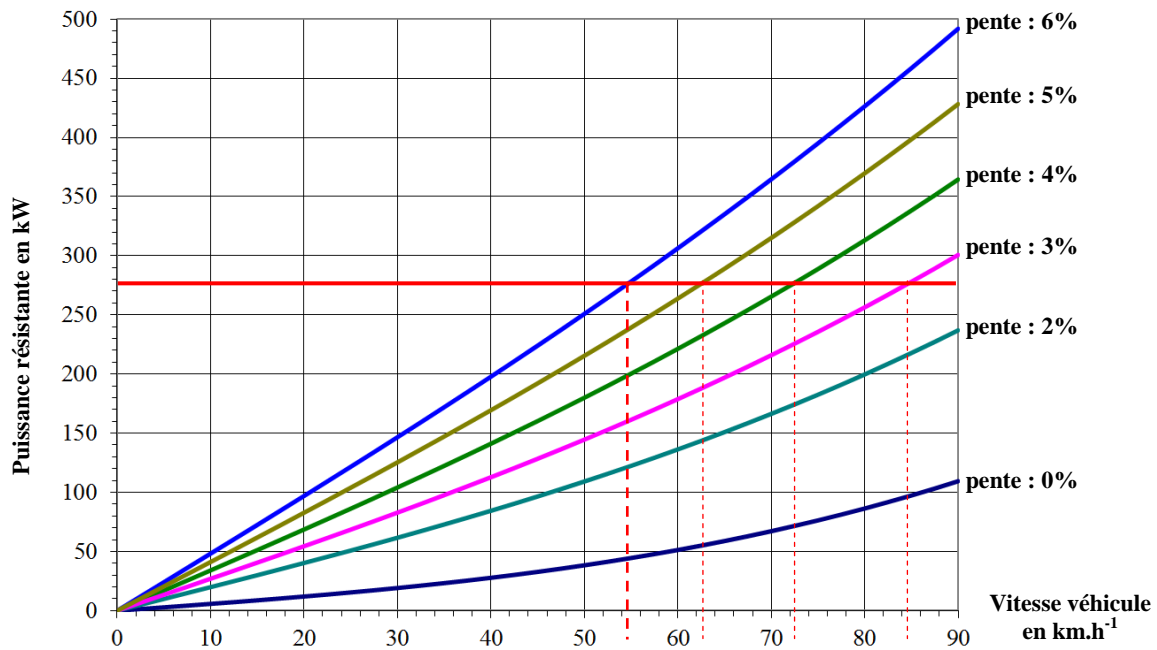
$$P_{roues} = P_m \times \eta_{BV} \times \eta_p = 300 \times 0,98 \times 0,97 = 276,45 \text{ kW}$$

**Question 2.4.3.** Choix d'un rapport en fonction du profil de la route. Le véhicule roule sur un profil plat à  $90 \text{ km.h}^{-1}$  en 6R, le véhicule rencontre une cote de 6%, à l'aide des graphes proposés page C3/8, établir les caractéristiques suivantes :

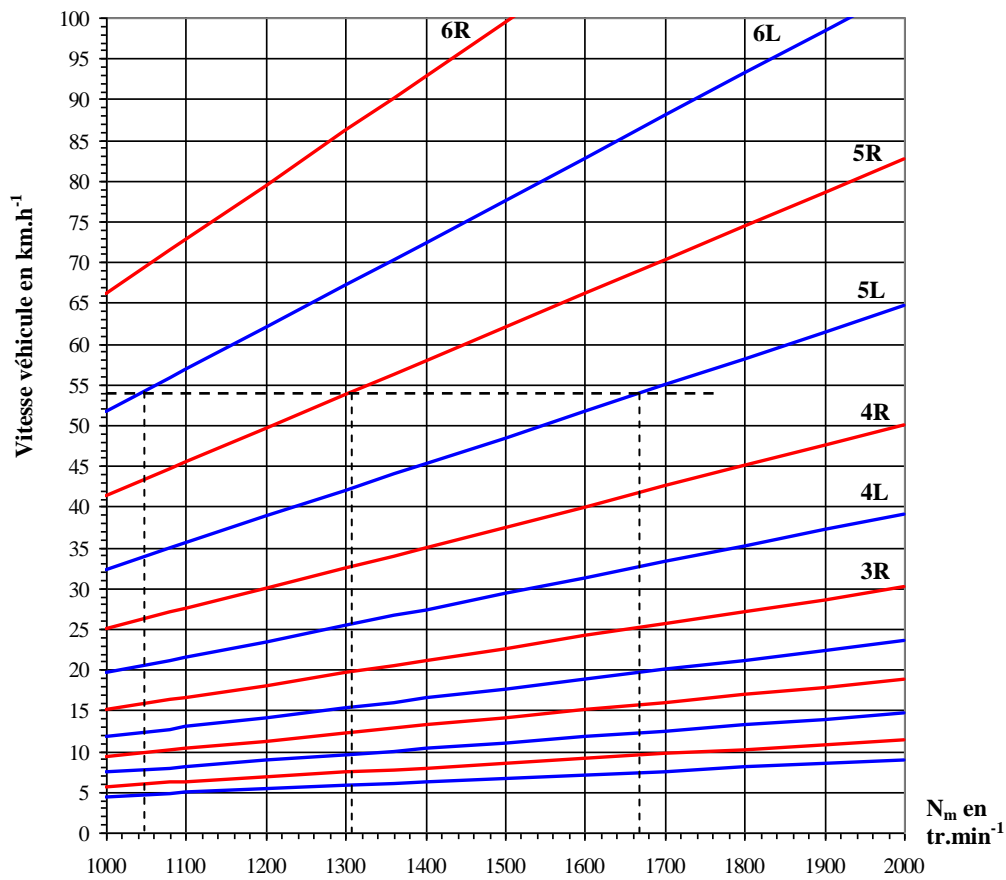
- la vitesse du véhicule à laquelle il peut gravir cette pente ;
- le rapport de boîte (3 rapports sont possibles, justifier le choix retenu) ;
- la vitesse de rotation du moteur ;
- la puissance développée par le moteur,  $P_m$ .

Tracer sur les graphes (C3/8) les lignes permettant de trouver les valeurs correspondantes.

Graphe de la puissance résistante s'exerçant sur le véhicule en fonction de la vitesse du véhicule pour différentes pentes



Vitesse du véhicule en fonction du régime de rotation du moteur pour chaque rapport de boîte de vitesses engagé



Connaissant la puissance motrice aux roues je peux déterminer la vitesse du véhicule à laquelle il peut gravir la pente  
On lit une vitesse  $V_{veh} = 54 \text{ km.h}^{-1}$ .

Le rapport possible est :  
 ou 6L qui donne  $N_m = 1050 \text{ tr.min}^{-1}$   
 ou 5R qui donne  $N_m = 1310 \text{ tr.min}^{-1}$ , mais à ces régimes le moteur ne donne pas  $P_m \text{ max}$   
 ou **5L qui donne  $1670 \text{ tr.min}^{-1}$ .**  
 entre 1500 et 1800  $\text{tr.min}^{-1}$  la puissance motrice est constante.

**Question 2.5.** Justifier l'intérêt de maintenir une puissance constante sur une plage de régime de rotation.  
Si la pente augmente,  $P_{gp}$  augmente pour une même vitesse véhicule, la puissance résistante augmente de même, la puissance motrice étant maximale, le véhicule perd de la vitesse jusqu'à ce que la vitesse atteinte génère une puissance résistante égale,  $P_{pg}$  augmente mais  $P_{aéro}$  et  $P_{Tr}$  diminuent pour compenser.

### 3. Etude thermodynamique du moteur

#### Hypothèses :

On admet que le fluide qui subit les transformations est de l'air.

#### On donne :

Pouvoir calorifique inférieur du carburant :

$$PCI_{\text{gazole}} = 42\,500 \text{ kJ.kg}^{-1}$$

Dosage stœchiométrique du gazole :  $d_{sto} = 1/14,88$

Constante spécifique de l'air :  $r_r = 287 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$ ;

$$\gamma = 1,4$$

**Transformation 1-2 : compression isentropique.**

**Transformation 2-3 : combustion isochore.**

$$\text{avec } p_3 = 1,75 \cdot 10^7 \text{ Pa}$$

**Transformation 3-4 : combustion-détente isobare.**

**Transformation 4-5 : détente isentropique.**

#### Données du constructeur :

La pression en début de compression :  $p_1 = 2 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ .

La température à l'admission :  $T_1 = 50 \text{ °C}$

Taux de détente de combustion :  $\tau_d = \frac{V_4}{V_3} = 2,2$

#### Calculs préliminaires :

**Question 3.1.** Déterminer la cylindrée unitaire,  $C_u$

$$C_u = C_T/6 = 11\,946 \cdot 10^{-6}/6 = 1,991 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \text{ (1991 cm}^3\text{)}$$

**Question 3.2.** Déterminer le volume offert au gaz au point mort bas  $V_1$  et au point mort haut  $V_2$ .

$$\varepsilon = V_1/V_2 = 17,75 \quad \& \quad C_u = V_1 - V_2 \quad \rightarrow \quad \varepsilon = (C_u + V_2)/V_2 \Rightarrow V_2 = C_u/(\varepsilon - 1) = 1,189 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \text{ (118,9 cm}^3\text{)}$$

$$V_1 = C_u + V_2 = 2,11 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \text{ (2110 cm}^3\text{)}$$

**Question 3.3.** Déterminer les expressions littérales des capacités thermiques massiques à volume constant,  $c_v$ , et à pression constante,  $c_p$ . Calculer les valeurs numériques de  $c_v$  et  $c_p$ .

$$\gamma = c_p/c_v = 1,4 \quad \& \quad r = c_p - c_v \quad \Rightarrow \quad c_v = r/(\gamma - 1) = 717,5 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1} \quad \rightarrow \quad c_p = c_v \times \gamma = 1004,5 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$$

**Question 3.4.** Calculer la masse d'air,  $m_{air}$ , qui subit le cycle (masse d'air qui occupe le volume  $V_1$ ).

$$p \cdot V = m \cdot r \cdot T \quad \Rightarrow \quad m_{air} = p_1 \times V_1 / (r_{s,air} \times T_1) = 2 \cdot 10^5 \times 2,11 \cdot 10^{-3} / (287 \times 323) = 4,55 \cdot 10^{-3} \text{ kg (4,5 g)}$$

**Étude du cycle : quels que soient les résultats précédents on prendra :**

$$V_1 = 2110 \text{ cm}^3 \quad ; \quad V_2 = 119 \text{ cm}^3 \quad ; \quad c_v = 717 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1} \quad ; \quad c_p = 1005 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1} \quad ; \quad m_{air} = 4,5 \text{ g}$$

**Question 3.5.** Déterminer les valeurs des grandeurs physiques du gaz,  $p_2$  et  $T_2$ , au point 2 du cycle (fin de compression isentropique) ;

$$p_2 = p_1 \times (V_1/V_2)^\gamma = 2 \cdot 10^5 (2,11 \cdot 10^{-3}/1,19 \cdot 10^{-4})^{1,4} = 112 \cdot 10^5 \text{ Pa} = 1,12 \cdot 10^7 \text{ Pa} \quad (\approx 112 \text{ bars})$$

$$T_2 = T_1 \times (V_1/V_2)^{\gamma-1} = 323 \times (2,11 \cdot 10^{-3}/1,19 \cdot 10^{-4})^{0,4} = 1020 \text{ K} = 1,02 \cdot 10^3 \text{ K} \quad (\rightarrow 747 \text{ °C})$$

**Question 3.6.** Energies échangées durant la compression isentropique :

Déterminer le travail  $W_{1-2}$ , reçu par le gaz durant la compression isentropique.

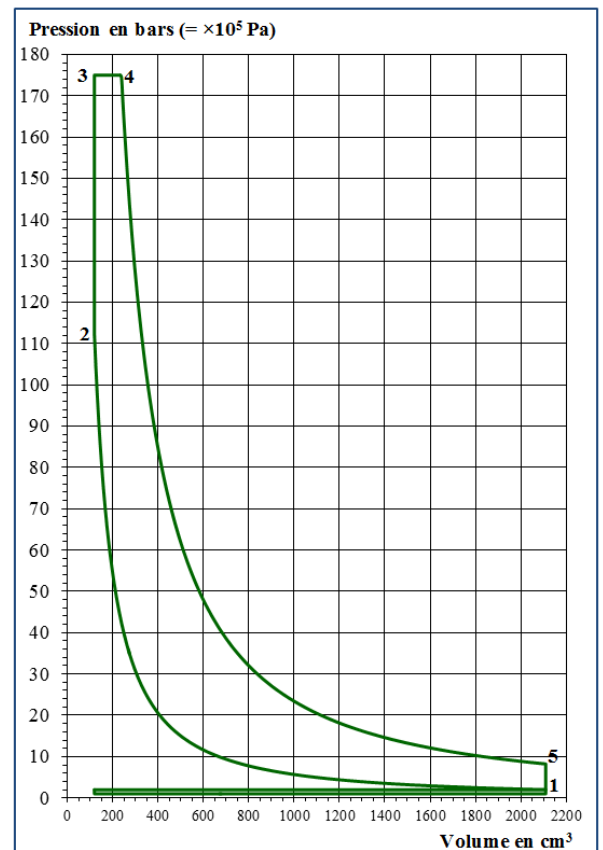
$$\Delta U_{1-2} = m_{air} \times c_v \times (T_2 - T_1) = 4,5 \cdot 10^{-3} \times 717 \times (1020 - 323) = 2275,7 = 2,275 \cdot 10^3 \text{ J}$$

$$\Delta U_{1-2} = Q_{12} + W_{12} \quad \text{avec} \quad Q_{12} = 0 \quad \Rightarrow \quad W_{1-2} = \Delta U_{1-2} = 2,275 \cdot 10^3 \text{ J}$$

$$\text{ou} \quad W_{1-2} = (p_2 \cdot V_2 - p_1 \cdot V_1) / (\gamma_{air} - 1) = (1,12 \cdot 10^7 \times 1,19 \cdot 10^{-4} - 2 \cdot 10^5 \times 2,11 \cdot 10^{-3}) / 0,4 = 2277,3 = 2,277 \cdot 10^3 \text{ J}$$

**Question 3.7.** Déterminer la température du gaz,  $T_3$ , au point 3 du cycle (fin de combustion isochore) ;

$$T_3 = T_2 \times (p_3/p_2) = 1020 \times (1,75 \cdot 10^7 / 1,12 \cdot 10^7) = 1593,9 \text{ K} = 1,594 \cdot 10^3 \text{ K} \quad (\rightarrow 1321 \text{ °C})$$



**Question 3.8** Déterminer le travail reçu durant la combustion isochore,  $W_{2,3}$ .  $W_{2,3} = 0$

**Question 3.9.** Déterminer les valeurs des grandeurs physiques du gaz,  $V_4$  et  $T_4$ , au point 4 du cycle (fin de combustion isobare) ;

$$V_4 = V_3 \times t_{x_{dét}} = 1,19 \cdot 10^{-4} \times 2,2 = 2,618 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 = 261,8 \text{ cm}^3 \quad p_4 = p_3 = 1,75 \cdot 10^7 \text{ Pa}$$

$$T_4 = T_3 \times (V_4/V_3) = 1594 \times 2,2 = 3506,7 \text{ K} = 3,507 \cdot 10^3 \text{ K} \quad (\rightarrow 3233,7 \text{ }^\circ\text{C})$$

**Question 3.10.** Déterminer le travail  $W_{3,4}$ , cédé par le gaz durant la combustion - détente isobare.

$$W_{3,4} = -p_4 \times (V_4 - V_3) = -1,75 \cdot 10^7 \times (2,618 \cdot 10^{-4} - 1,19 \cdot 10^{-4}) = -2499 \text{ J} = -2,5 \cdot 10^3 \text{ J}$$

**Question 3.11.** Déterminer les valeurs des grandeurs physiques du gaz,  $V_5$ ,  $p_5$  et  $T_5$ , au point 5 du cycle (fin de détente isentropique) ;

$$V_5 = V_1 = 2,11 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$p_5 = p_4 \times (V_4/V_5)^\gamma = 1,75 \cdot 10^7 \times (2,618 \cdot 10^{-4} / 2,11 \cdot 10^{-3})^{1,4} = 9,42 \cdot 10^5 \text{ Pa} \quad (\approx 9,42 \text{ bars})$$

$$T_5 = T_4 \times (V_4/V_5)^{\gamma-1} = 3506,7 \times (2,618 \cdot 10^{-4} / 2,11 \cdot 10^{-3})^{0,4} = 1521,85 \text{ K} = 1,52 \cdot 10^3 \text{ K} \quad (\rightarrow 1248,8 \text{ }^\circ\text{C})$$

**Question 3.12.** Energies échangées durant la détente isentropique :

Déterminer le travail  $W_{4,5}$ , reçu par le gaz durant la détente isentropique.

$$\Delta U_{4,5} = m_{\text{air}} \times c_v \times (T_5 - T_4) = 4,5 \cdot 10^{-3} \times 717 \times (1521,85 - 3506,7) = -6478,5 \text{ J} = -6,48 \cdot 10^3 \text{ J}$$

$$\Delta U_{4,5} = Q_{4,5} + W_{4,5} \quad \text{avec} \quad Q_{4,5} = 0 \Rightarrow W_{4,5} = \Delta U_{4,5} = -6,478 \cdot 10^3 \text{ J}$$

ou  $W_{4,5} = (p_5 \cdot V_5 - p_4 \cdot V_4) / (\gamma_{\text{air}} - 1) = (9,42 \cdot 10^5 \times 2,11 \cdot 10^{-4} - 1,75 \cdot 10^7 \times 2,618 \cdot 10^{-4}) / 0,4 = -6,483 \cdot 10^3 \text{ J}$

Quels que soient les résultats précédents on prendra :

$$W_{12} = 2275 \text{ J} ; W_{24} = -2500 \text{ J} ; W_{45} = -6480 \text{ J} ; \text{ et on néglige le travail de la boucle de transvasement.}$$

**Question 3.13.** Calculer le travail du cycle pour un cylindre,  $W_{\text{cycle}}$ .

$$W_{\text{cycle}} = W_{1-2} + W_{3-4} + W_{4-5} = 2,275 \cdot 10^3 + (-2,5 \cdot 10^3) + (-6,48 \cdot 10^3) = -6,705 \cdot 10^3 \text{ J}$$

En déduire la puissance théorique totale à 1500 tr.min<sup>-1</sup> (moteur 6 cylindres).

$$P_{\text{th}} = n \times W_{\text{cycle}} \times N_m / (2 \times 60) = 502,63 \text{ kW} \quad \text{où } n = \text{nombre de cylindre}$$

**Question 3.14.** A partir du rendement de forme,  $\eta_f = 0,665$ , et du rendement mécanique  $\eta_m = 0,89$  déterminer la puissance moteur :  $P_m$ .  $P_m = P_{\text{th}} \times \eta_f \times \eta_{\text{méca}} = 297,5 \text{ kW}$

**Question 3.15.** Nous vous proposons un tableau de synthèse montrant les paramètres moteur pour les deux valeurs extrêmes du régime de rotation de la plage de puissance constante.

$N_m$ (tr.min <sup>-1</sup> )	$P_m$ (kW)	$C_m$ (N.m)	$P_{\text{admission}}$ $p_1$ (Pa)	$m_{\text{air}}$ (mg) par cylindre et par cycle	$m_{\text{gazoil}}$ (mg) par cylindre et par cycle	$W_{\text{cycle,th}}$ (J)	$C_{\text{th}}$ (N.m)	richesse
1500	297	1900	$2 \cdot 10^5$	4552	249,5	6702	3200	0,86
1800	300	1600	$2 \cdot 10^5$	4552	231	6180	2951	0,8

Justifier sur quel paramètre le calculateur agit pour maintenir la puissance constante sur la plage de régime de rotation : 1500 tr.min<sup>-1</sup> – 1800 tr.min<sup>-1</sup>.

Pour diminuer le couple moteur il faut diminuer le travail du cycle. Le travail du cycle est fonction de la masse de carburant brûlée durant le cycle dans un cylindre. La pression de suralimentation est maintenue constante donc la masse d'air admise de même. Il suffit donc diminuer la masse de gazole injectée afin de réduire le travail du cycle.

## 4. Gestion du passage des rapports

**Question 4.1.1. Les actionneurs**

Repères	Fonction de l'actionneur	Électrovanne(s) qui le commande(nt)	Nombre de positions
6	Freiner l'arbre intermédiaire	Y125	2 positions (effort presseur)
4	Déplacer le synchro du diviseur de rapport	Y29 et Y30	2
2	Déplacer le synchro du groupe multiplicateur (doubleur de gamme)	Y31 et Y32	2
3	Déplacer le crabot sélectionné (Boîte principale)	Y35 et Y36	3
1	Sélectionner le crabot à déplacer de la Boite principale	Y33 et Y34	2

## Question 4.1.2. Les capteurs

Repères	Fonction du capteur
B2	Mesurer la position du plateau d'embrayage
B17	Mesurer la vitesse de rotation de l'arbre de sortie de Boîte de vitesse pour le tachygraphe
B62	Indiquer la position de la tige de commande du crabot de diviseur
B57	Mesurer la vitesse de rotation de l'arbre de sortie de Boite de vitesse
B61	Indiquer la position du piston de commande de la tige de sélection du crabot de la boîte principale
B60	Indiquer la position du piston de commande de la tige de commande du crabot sélectionné de la boîte principale.
B63	Indiquer la position du piston de commande de la tige de commande du crabot du groupe multiplicateur
B3	Mesurer le régime de rotation de l'arbre intermédiaire

## Question 4.2.

Phase	Action	Description des conditions de fonctionnement et des opérations effectuées
A	Conditions initiales	Le véhicule roule à 20,5 km.h <sup>-1</sup> en 3R, le moteur tourne à 1360 tr.min <sup>-1</sup> .
B	Débrayer :	La liaison entre l'arbre primaire et le moteur est rompue, le régime moteur diminue mais l'arbre primaire est toujours en prise, il continue de tourner à 1360 tr.min <sup>-1</sup> .
C	<b>Boîte principale</b> Désaccoupler le crabot C <sub>32</sub> du pignon 3 :	L'arbre intermédiaire est libéré de l'arbre secondaire, Le crabot C <sub>32</sub> tourne toujours à <b>1360</b> tr.min <sup>-1</sup> .
D	Délais de non chevauchement	L'arbre primaire et son synchro S <sub>D</sub> , l'arbre intermédiaire et tous les pignons fous qui lui sont liés, perdent de la vitesse
E	<b>Groupe multiplicateur</b> Désaccoupler le synchro S <sub>G</sub> du bâti et l'accoupler à l'arbre de sortie	Synchronisation : la couronne passe de 0 tr.min <sup>-1</sup> à vitesse sortie BV <b>309</b> tr.min <sup>-1</sup> . L'arbre secondaire passe de <b>1360</b> tr.min <sup>-1</sup> à <b>309</b> tr.min <sup>-1</sup> . L'arbre secondaire est en prise directe avec l'arbre de sortie de boîte, ils tournent tous les deux à <b>309</b> tr.min <sup>-1</sup> .
E	<b>Plage de freinage</b> Freiner l'arbre intermédiaire	Le frein est commandé pour freiner l'arbre intermédiaire La vitesse de l'arbre intermédiaire diminue ainsi que tous les pignons fous et l'arbre primaire diminue rapidement. Lorsque la vitesse du pignon 1 atteint <b>la vitesse de l'arbre secondaire</b> + 50tr.min <sup>-1</sup> , le frein est relâché.
G	<b>Boîte principale</b> <b>Plage de crabotage</b> Accoupler le crabot C <sub>1R</sub> sur le pignon 1 :	Dans cette plage, la vitesse du pignon 1 est égale à la vitesse de l'arbre secondaire ±50tr.min <sup>-1</sup> (359 tr.min <sup>-1</sup> à 259tr.min <sup>-1</sup> ) on crabote C <sub>1R</sub> sur le pignon 1. L'arbre intermédiaire tourne à 872 tr.min <sup>-1</sup> .
H	<b>Relais diviseur</b> Désaccoupler le synchro S <sub>D</sub> du pignon 3 Accoupler le synchro S <sub>D</sub> sur le pignon D :	Le pignon 3 et l'arbre primaire tournent à 820 tr.min <sup>-1</sup> . Le pignon D tourne à 1048 tr.min <sup>-1</sup> . <i>Il faut augmenter la vitesse de l'arbre primaire jusqu'à 1048 tr.min<sup>-1</sup>, inertie de l'Arb. Prim., synchro et embrayage.</i>
I	Embrayer :	La vitesse du moteur augmente jusqu'à 1048 tr.min <sup>-1</sup> , une fois embrayé, le conducteur accélère pour fournir de la puissance, le régime moteur augmente jusqu'à 1360 tr.min <sup>-1</sup> qui correspond à une vitesse de <b>26,5</b> km.h <sup>-1</sup> .

## Question 4.3 C4/8

Vitesse	Combinaison	Rapport i		Electrovannes									
				Y29	Y30	Y31	Y32	Y33	Y34	Y35	Y36		
9	5 <sup>ème</sup> L	SL + 2 + GR	2,05	$= \frac{36}{29} \times \frac{38}{23} \times 1$									
10	5 <sup>ème</sup> R	SR + 2 + GR	1,60	$= \frac{34}{35} \times \frac{38}{23} \times 1$									
11	6 <sup>ème</sup> L	SL + 3 + GR	1,28	$= \frac{36}{29} \times \frac{35}{34} \times 1$									
12	6 <sup>ème</sup> R	SR + 3 + GR	1	= direct									
AR1	SL + MAR + GL	- 14,93	$= \frac{36}{29} \times (-\frac{41}{15}) \times \frac{22}{5}$										
AR2	SR + MAR + GL	- 11,67	$= \frac{34}{35} \times (-\frac{41}{15}) \times \frac{22}{5}$										

## 5. Analyse de dysfonctionnement

### Question 5.1. Analyse des symptômes, identification de la fonction et de ses éléments constitutifs pouvant être incriminés.

- Définir la fonction qui peut-être incriminée en justifiant le raisonnement suivi.  
Le split ne peut être mis en cause puisque les montées de lente à rapide et les descentes de rapide à lente fonctionnent. Les électrovannes Y29 et Y30, le capteur B62 sont hors de cause.  
  
Le groupe multiplicateur, de même, ne peut être mis en cause puisqu'il parvient à engager les rapports 4, 5 et 6.  
  
On pourrait penser que le frein d'arbre intermédiaire ne peut pas être mis en cause puisque le problème survient aussi lorsque l'on descend les rapports, celui-ci n'intervenant pas dans le processus.  
  
La fonction défaillante est la boîte principale puisque le problème survient lorsqu'il veut changer de rapport entier car pour ce faire la boîte doit changer de rapport 1, 2 ou 3.
- Enumérer les éléments qui peuvent être responsables de la défaillance de cette fonction.  
Le test de l'élément est-il accessible à la mesure ou au contrôle visuel par le technicien ?

Référence	Désignation	Test possible
<b>1</b>	Cylindre de commande de couloir	Non accessible
<b>3</b>	Cylindre de commande de rapport	Non accessible
<b>6</b>	Frein de l'arbre intermédiaire	Non accessible
<b>Y33 et Y34</b>	Électrovannes de commande du cylindre de couloir	Pas de mesure
<b>Y35 et Y36</b>	Électrovannes de commande du cylindre de rapport	Relevé du signal entre 46/42 et la masse
<b>Y125</b>	Électrovannes de commande du frein d'arbre intermédiaire	Pas de mesure
<b>B3</b>	Capteur de régime d'arbre intermédiaire	Relevé du signal entre 46/38 et la masse et 46/37 et la masse
<b>B57</b>	Transmetteur rotatif de sortie de boîte	Relevé du signal entre 46/45 et la masse
<b>B60</b>	Capteur rapport (SGG)	Relevé du signal entre 46/27 et la masse
<b>B61</b>	Capteur couloir (SGE)	Pas de mesure

- Le transmetteur de commande des rapports (A15) peut-il être mis en cause ?  
Non, puisque le problème survient lors de séquences bien particulières, par exemple si le conducteur commande la montée des rapports par ½ rapport le problème ne survient qu'une fois sur alors que la commande est la même (manette de demi-rapport HW)
- La pression d'air du réseau peut-elle être mise en cause ?  
Non, puisque les cylindres de commande de gamme et de diviseur fonctionnent correctement.

### Question 5.2. Mise en situation du véhicule afin de réaliser les tests de recherche de l'élément responsable de la défaillance.

- Est-il possible de réaliser une commande forcée individuelle à l'aide de la station diagnostic des actionneurs de commande du cylindre de diviseur, du cylindre de couloir, du cylindre de rapport ou du cylindre de gamme, lorsque le véhicule est sur banc à rouleau, moteur tournant. Justifier la réponse.  
Non car la transmission est en prise, embrayé et un rapport engagé.  
Si l'on actionne le cylindre de couloir (1) on casse les biellettes de commande qui ne sont pas alignées.  
Si l'on actionne le cylindre de rapport (3) on cherche à passer la marche arrière véhicule roulant en marche avant à 10,2 km.h<sup>-1</sup>  
Si l'on actionne le cylindre de commande de gamme ou le cylindre de commande de diviseur, le crabotage ne sera jamais possible puisque la vitesse du synchro SG et de l'arbre secondaire ou du synchro SD et du pignon D ne sont pas égales.

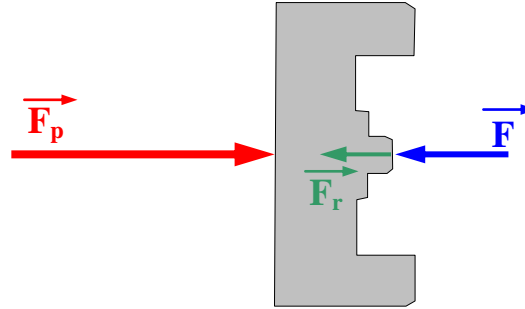


### 5.3. Etude du frein d'arbre intermédiaire. (pages A13/16)

Le choix de Mercedes de remplacer les synchroniseurs de la boîte principale par de simples crabots, impose de freiner l'arbre l'intermédiaire afin de permettre le passage des vitesses. Ainsi, le calculateur commande le passage des vitesses lorsque la différence de fréquence de rotation entre l'arbre intermédiaire et l'arbre primaire est inférieure à  $50 \text{ tr.min}^{-1}$ .

➤ Etude statique du piston 4 afin de déterminer l'effort presseur  $F_d$  sur les disques du frein.

Faire le dessin du piston 4 isolé où les actions mécaniques seront représentées. Faire le bilan des actions mécaniques (le poids des pièces et le frottement des joints seront négligés) s'exerçant sur le piston (voir doc ressource A13/16).



**Question 5.3.1.** Appliquer le PFS et donner l'expression littérale de l'effort dû à la pression  $F_p$  en fonction de l'effort presseur  $F_d$  qui agit sur les disques 5 et de la force du ressort  $F_r$ .

$$\text{PFS en projection sur l'axe du piston : } F_p - F_d - F_r = 0 \quad \Rightarrow \quad F_p = F_d + F_r$$

**Question 5.3.2.** Calculer la force générée par le ressort :  $F_r$ .

On donne : raideur du ressort :  $k = 5 \text{ N.mm}^{-1}$   
longueur à vide :  $l_0 = 60 \text{ mm}$

course du piston :  $c = 1 \text{ mm}$   
longueur monté :  $l_1 = 50 \text{ mm}$

$$F_r = k \times \Delta l = k \times (l_0 - l_1 + c) = 5 \times (60 - 50 + 1) = 55 \text{ N}$$

➤ Vérification du temps de passage :

Dans le cas du passage de 3R à 4L, l'arbre intermédiaire tourne initialement à  $1400 \text{ tr.min}^{-1}$  et l'arbre de sortie de boîte (arbre porte-satellite) tourne à  $309 \text{ tr.min}^{-1}$ . (voir tableau page A11/16).

On suppose que le ralentissement naturel de l'arbre intermédiaire l'amène à environ  $1350 \text{ tr.min}^{-1}$ .

A la suite du changement de gamme via le synchro  $S_G$  du groupe multiplicateur, l'arbre secondaire passe de  $1360 \text{ tr.min}^{-1}$  à  $309 \text{ tr.min}^{-1}$ .

Pour pouvoir craboter le pignon 1 (4L), il faut donc réduire la vitesse du pignon 1 jusqu'à la vitesse de l'arbre secondaire  $309 \text{ tr.min}^{-1}$ . Dans ces conditions l'arbre intermédiaire tourne à  $845 \text{ tr.min}^{-1}$ .

Le frein d'arbre intermédiaire doit donc être en mesure de ralentir l'arbre intermédiaire de  $1350 \text{ tr.min}^{-1}$  à  $845 \pm 50 \text{ tr.min}^{-1}$  en moins de 18 ms.

On se propose ici de déterminer la valeur de la pression juste nécessaire au niveau du frein d'arbre intermédiaire pour satisfaire ces deux contraintes du calculateur :

**Question 5.3.3.** Indiquer la vitesse de rotation en  $\text{tr.min}^{-1}$  de l'arbre intermédiaire à partir de laquelle le crabotage peut débiter.

$$845 + 50 = 895 \text{ tr.min}^{-1}$$

**Question 5.3.4.** En utilisant l'équation qui relie vitesse de rotation ( $\omega$ ) et accélération angulaire ( $\dot{\omega}$ ) dans le cas d'un mouvement de rotation uniformément décéléré, déterminer la valeur de la décélération limite pour

$$\Delta t = 18 \text{ ms max.} \quad \rightarrow \quad \omega = \omega' \times (t - t_0) + \omega_0 \quad \Rightarrow \quad \omega - \omega_0 = \Delta \omega = \omega' \times \Delta t$$

$$\text{D'où} \quad \omega' = \Delta \omega / \Delta t = 2\pi \times (1350 - 895) / 60 \times 18 \cdot 10^{-3} = 2647,08 \text{ rd.s}^{-2}$$

**Question 5.3.5.** Appliquer le Principe Fondamental de la Dynamique à l'arbre intermédiaire et déterminer la valeur du couple de freinage minimal nécessaire  $C_f$ .

*Hypothèses :* l'embrayage est débrayé et le pignon 2 n'est plus craboté.

On donne : inertie arbre intermédiaire et pignons "fous" ramenées sur l'arbre intermédiaire :  $J = 0,205 \text{ kg.m}^2$

$$\text{PFD : } C_f = J \times \omega' = 0,205 \times 2647,1 = 542,65 \text{ N.m}$$

Pour la suite des questions, quels que soient les résultats précédents on prendra :  $C_f = 545 \text{ N.m}$

**Question 5.3.6.** En utilisant la relation entre couple transmissible et effort presseur donnée ci-dessous :

$$C = n \times N \times \mu \times R_{\text{moy}}$$

avec

$C$  : couple transmissible en N.m

$N$  : effort normal en Newton

$n$  : nombre de surfaces de contact

$\mu$  : facteur d'adhérence

$R_{\text{moy}}$  : rayon moyen en mètre

□ Donner l'expression littérale permettant d'obtenir l'effort presseur  $F_d$  en fonction du couple de freinage  $C_f$  et des caractéristiques du frein ; puis faire l'application numérique.

On donne : nombre de disque :  $n_d = 5$

adhérence :  $\mu = 0,4$

diamètre extérieur :  $\varnothing_{\text{ext}} = 87 \text{ mm}$

diamètre intérieur :  $\varnothing_{\text{int}} = 64,5 \text{ mm}$

$$C_f = 2 \times n_d \times F_d \times \mu \times (\varnothing_{\text{ext}} + \varnothing_{\text{int}}) / 4 \quad \Rightarrow \quad F_d = 2 \times C_f / (n_d \times \mu \times (\varnothing_{\text{ext}} + \varnothing_{\text{int}})) = 2 \times 545 / (5 \times 0,4 \times (87 \cdot 10^{-3} + 64,5 \cdot 10^{-3}))$$

$$F_d = 3597,4 \text{ N.m}$$

Pour la suite des questions, quels que soient les résultats précédents on prendra :  $F_d = 3600 \text{ N}$

**Question 5.3.7.** En utilisant le résultat de la question 5.3.1, déterminer la valeur de la pression minimale nécessaire pour satisfaire les contraintes  $\pm 50 \text{ tr.min}^{-1}$  en moins de 18 ms.

On Donne :  $\varnothing_{\text{piston}} = 84,3 \text{ mm}$ .

$$F_p = F_d + F_r = 3600 + 55 = 3655 \text{ N} \quad \text{Or } F_p = p \times S_{\text{piston}} \quad \Rightarrow \quad p = F_p / S_{\text{piston}} = 3655 / (\pi \cdot \varnothing^2 / 4)$$

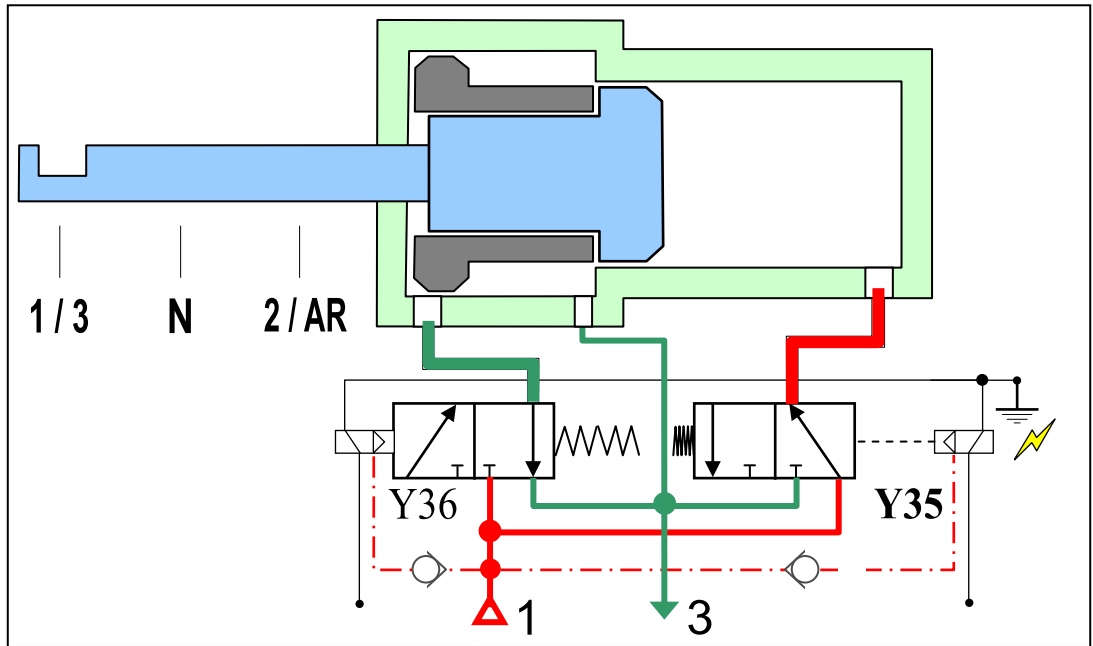
$$p = 3655 \times 4 / \pi \times (84,3 \cdot 10^{-3})^2 = 6,55 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

**Question 5.3.8.** En utilisant le résultat de la question 5.3.3., déterminer la valeur de la pression minimale

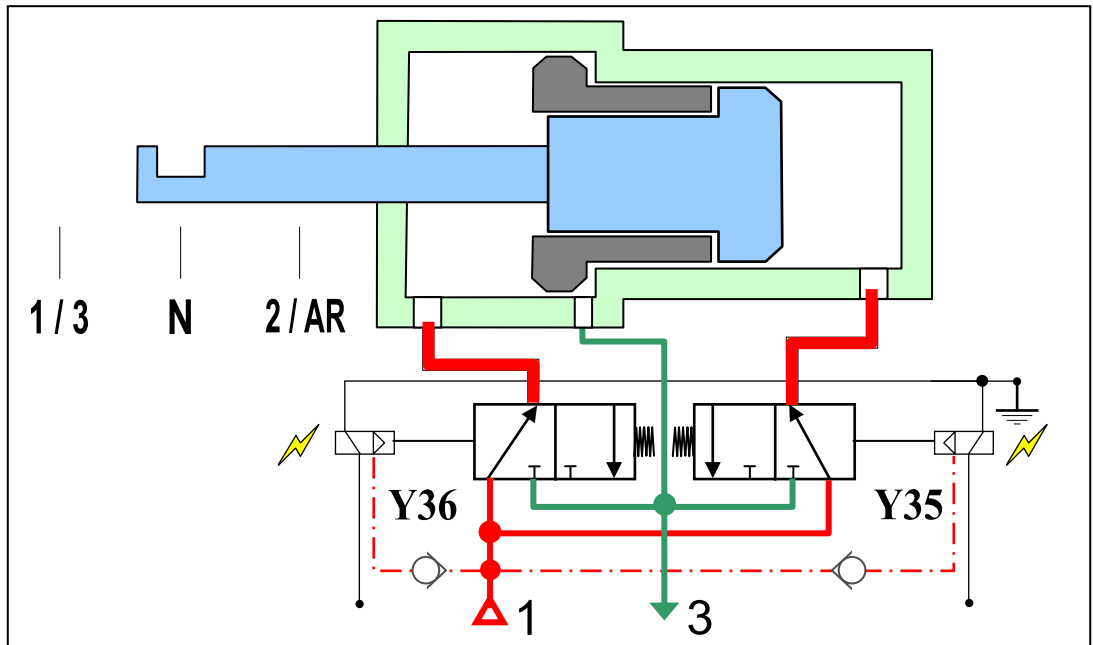
5.4. Analyse du fonctionnement du module pneumatique de rapport de boîte

doc C7/8

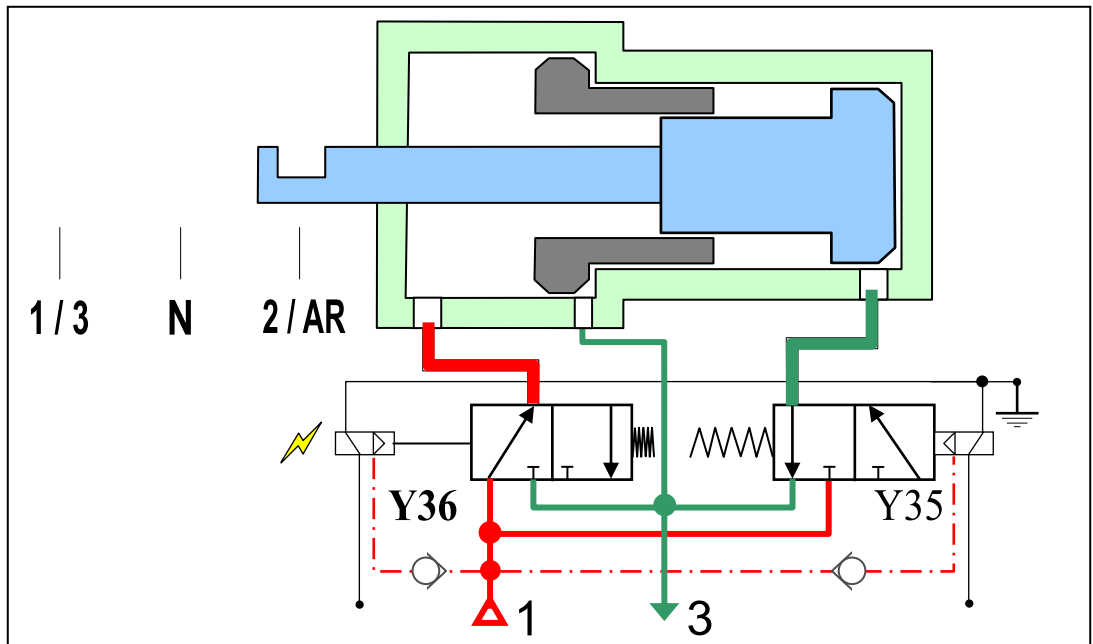
On donne .



Question 5.4.1



Question 5.4.2



## 5.5. Contrôle de la chaîne de mesure des régimes de rotation

5.5.1. Contrôle de la chaîne de mesure de la vitesse de l'arbre de sortie de boîte de vitesses (associée au capteur B57).

Broche	Valeur attendue
46/18 (1) EXTUB	5V
46/20 (2) 31	0V
46/45 (3) DZ1	signal

□ Le technicien effectue la mesure suivante à l'oscilloscope sur la broche portant le signal (référence à la masse du véhicule)

Calibre tension : 5 V/div ; Base temps : 10 ms/div

5.5.2. Analyser le signal :

- le niveau de tension est-il correct ?
- mesurer la période du signal ;
- calculer la vitesse de l'arbre de sortie de boîte correspondant à cette période mesurée ;
- calculer la vitesse de l'arbre secondaire attendue ;
- conclusion : La chaîne de mesure est-elle correcte ?

➤ Le niveau de tension est correct puisque le niveau haut atteint la tension de service.

➤ Période du signal : Sur le graphe, on lit :  $T_{\text{capteur}} = 33 \text{ ms}$

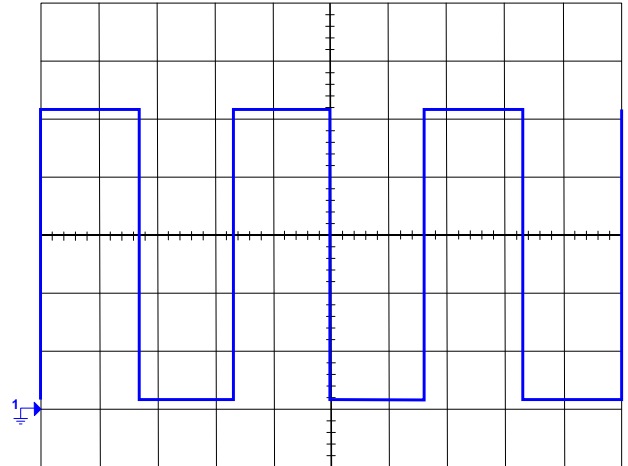
➤ Fréquence de rotation de l'arbre de sortie de boîte de vitesses correspondant à la période mesurée :

$$N_{\text{sortie}} = 60 / (33 \cdot 10^{-3} \times 12) = 151,5 \text{ tr.min}^{-1}$$

➤ Fréquence de rotation de l'arbre de sortie de boîte de vitesse attendue :

$$N_{\text{arb-sec}} = N_{\text{moteur}} \times (35/34) \times (15/41) \times (5/22) = 1800/11,67 = 154 \text{ tr.min}^{-1}$$

➤ → Le signal capteur est correct.



5.5.3. Analyser le signal :

□ Le technicien effectue la mesure suivante à l'oscilloscope sur la broche portant le signal (référence à la masse du véhicule)

Calibre tension : 0,5 V/div ; Base temps : 1 ms/div

➤ à l'aide du document ressource A10/16, conclure.

➤ justifier la défaillance.

➤ Période du signal : Sur le graphe, on lit :  $T_{\text{capteur}} = 0,54 \text{ ms}$

➤ Fréquence de rotation de l'arbre intermédiaire correspondant à la période mesurée :

$$N_{\text{arb-interm}} = 60 / (0,54 \cdot 10^{-3} \times 60) = 1851,85 \text{ tr.min}^{-1}$$

➤ Fréquence de rotation de l'arbre intermédiaire attendue :

$$N_{\text{arb-interm}} = N_{\text{moteur}} \times (35/34) = 1800 \times 35/34 = 1853 \text{ tr.min}^{-1}$$

➤ On constate que le niveau de tension maximal ne dépasse pas 1,8 V, il n'atteint donc pas la tension de seuil du comparateur, le signal de sortie du comparateur reste donc à zéro, le calculateur ne peut donc pas calculer le régime de rotation de l'arbre intermédiaire.

➤ Le calculateur ne connaissant pas le régime de rotation de l'arbre intermédiaire, il ne peut donc pas assurer la fonction crabotage des pignons fous sur l'arbre secondaire lorsque celui-ci tourne.

Lorsque le véhicule est arrêté, l'arbre secondaire ne tourne pas, il est donc possible de craboter le pignon 1 et AR.

