




# TP 24.1 Assistance de Freinage Pneumatique Corrigé

## 1) Objectifs du TP et sommaire.

## 2) Performances globales.




### 21) Amplification totale : mécanique et pneumatique.

#### Mesure n° 1 :

-  La station est sous tension mais le servofrein n'est pas actif (la pompe à vide ne fonctionne pas) : dans la réalité cette situation correspond au cas où le moteur est arrêté, ou dans le cas d'une panne au niveau du système de dépression).
-  Régler le dispositif de charge de façon à ce que la masse de 10kg soit située à environ 25 cm de la pédale.
-  A l'aide d'une clé dynamométrique mesurer le couple de freinage sur le frein à disque. (Appeler le professeur pour vous expliquer le fonctionnement de la clé).

Le couple de freinage mesuré sur le frein à disque est inférieur à 28 N.m.

#### Mesure N°2 :

-  La station est sous tension et le servofrein est actif (la pompe à vide fonctionne).
-  Laisser le dispositif de charge dans la position précédente. Régler la « dépression » à 0,2 bar.
-  A l'aide d'une clé dynamométrique, mesurer le couple de freinage sur le frein à disque.

Le couple de freinage mesuré sur le frein à disque est de l'ordre de 90 N.m.

**Question 1 :** Comparer ces valeurs. Conclure.





Dans le deuxième cas l'assistance joue son rôle, pour une même action appliquée à la pédale, elle multiplie de manière considérable le couple de freinage.

Sur les véhicules munis d'un tel dispositif on comprend qu'il est très dangereux de rouler en descente avec le moteur à l'arrêt !!!

Remarque : Lors des mesures à l'aide de la clé dynamométrique, il est intéressant de constater la phase d'adhérence des plaquettes sur le disque, pour laquelle le couple maximal relevé peut être supérieur de 20 à 30% à celui relevé dans la phase de glissement. Si l'on adopte le modèle de Coulomb, on peut déduire la différence entre coefficient d'adhérence et coefficient de frottement, pour le couple de matériaux en contact. L'hypothèse qui consiste à souvent les confondre, est ici, largement mise en défaut.

## 22) Différence entre les couples de freinage avant et arrière.

#### Mesure n° 3 :

-  La station est sous tension et le servofrein est actif (la pompe à vide fonctionne).
-  Serrer au maximum la molette du répartiteur de freinage (cette situation correspond à un chargement maximal du véhicule).
-  Laisser le dispositif de charge dans la position précédente. Régler la « dépression » à 0,2 bar.
-  A l'aide d'une clé dynamométrique, mesurer le couple de freinage sur le frein à disque et sur le frein à tambour.





Le couple de freinage mesuré sur le frein à disque est de l'ordre de 90 N.m.  
Le couple de freinage mesuré sur le frein à tambour est de l'ordre de 40 N.m.

**Question 2 :** Comparer ces valeurs. Conclure.

Ces valeurs font apparaître une différence importante des couples de freinage entre le train avant (disque) et le train arrière (tambour). Cette différence est voulue. Ainsi, le moment de freinage sur les roues arrière est plus faible que pour les roues avant car en cas de freinage, 70% de la charge est transférée sur les roues avant.

## 23) Répartition du freinage avant arrière.

### Mesure n° 4 :

-  La station est sous tension et le servofrein est actif (la pompe à vide fonctionne).
-  Desserrer presque totalement la molette du répartiteur (cette situation correspond à un chargement minimal du véhicule).
-  Laisser le dispositif de charge dans la position précédente. Laisser la « dépression » à 0,2 bar.
-  A l'aide d'une clé dynamométrique, mesurer le couple de freinage sur le frein à tambour et sur le frein à disque.

Le couple de freinage mesuré sur le frein à disque est de l'ordre de 90 N.m.  
Le couple de freinage mesuré sur le frein à tambour est de l'ordre de 30 N.m.

**Question 3 :** Comparer ces valeurs à celles correspondantes à la mesure n°3. Conclure.

Ces mesures, font apparaître un couple de freinage sur le train avant (disque) identique au précédent. Par contre pour le tambour la valeur a diminué. On constate donc que le répartiteur n'agit que sur le train arrière. L'action sur la molette du répartiteur simule la variation de charge entre le train avant et le train arrière.





## 24) Synthèse.

**Question 4 :** En quelques phrases qualifier le système de freinage ainsi que les différents éléments qui le constituent.

Le système de freinage permet, grâce au servofrein, d'assister le conducteur.  
Pour un même effort sur la pédale, le couple freinage est différent sur le train avant et le train arrière, la technologie associée l'est aussi, tambour et disque. Le répartiteur de freinage permet, en fonction de la charge du véhicule, de faire varier la répartition du freinage avant/arrière.

## 25) Mesures du Couple de freinage et de la phavant (frein à disque).

### Mesure n° 5 :

-  La station est sous tension et le servofrein est actif (la pompe à vide fonctionne).
-  Laisser le dispositif de charge dans la position précédente. Régler la « dépression » à 0,2 bar.
-  A l'aide d'une clé dynamométrique, mesurer le couple de freinage sur le frein à disque.
-  A l'aide du logiciel, relever dans ces conditions, la pression phavant (au niveau de la chambre du piston).

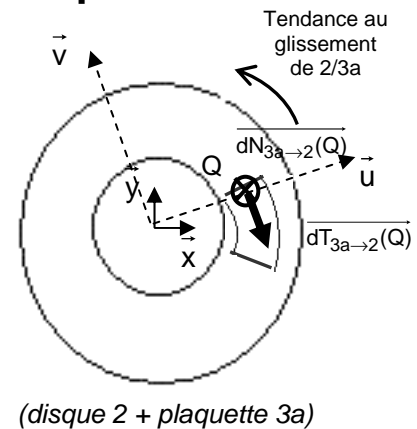
Le couple de freinage mesuré sur le frein à disque est de l'ordre de 90 N.m.  
La pression avant au niveau de la chambre du piston vaut 17,8 bar = 1,8 MPa = 1,8 N/mm<sup>2</sup>.

### 3) Etude des freins à disque et à tambour.

#### 31) Frein à tambour.

#### 32) Calcul du couple de freinage sur frein à disque.

**Question 5 :** Refaire un schéma dans le plan  $(x, y)$  en plaçant les actions élémentaires normale et tangentielle de 3a sur 2 en un point Q quelconque.



**Question 6 :** Exprimer  $\overrightarrow{dF(Q)}_{3a \rightarrow 2}$ .

$$\begin{aligned}\overrightarrow{dF}_{3a \rightarrow 2}(Q) &= \overrightarrow{dN}_{3a \rightarrow 2}(Q) + \overrightarrow{dT}_{3a \rightarrow 2}(Q) \\ \overrightarrow{dF}_{3a \rightarrow 2}(Q) &= \|\overrightarrow{dN}_{3a \rightarrow 2}(Q)\| \cdot \vec{z} - \|\overrightarrow{dT}_{3a \rightarrow 2}(Q)\| \cdot \vec{v} \\ \overrightarrow{dF}_{3a \rightarrow 2}(Q) &= -p \cdot ds \cdot \vec{z} - \mu \cdot p \cdot ds \cdot \vec{v}\end{aligned}$$

Car on a toujours :  $\|\overrightarrow{dN}_{1 \rightarrow 2}(Q)\| = p(Q) \cdot ds$

Et on suppose que :

- le coefficient d'adhérence est égal à celui du frottement donc  $\mu_a \text{ limite} = \mu_f = \mu$ ,
- on se place à la limite du glissement donc  $\|\overrightarrow{dT}_{2 \rightarrow 1}(Q)\| = \mu \cdot \|\overrightarrow{dN}_{2 \rightarrow 1}(Q)\|$ ,
- la pression est uniforme  $p(Q) = p$

**Question 7 :** Déterminer le moment résultant de l'action mécanique de la plaquette 3a sur le disque 2 en  $O_a$ .

$$\begin{aligned}\overrightarrow{M}_{O_a, 3a \rightarrow 2} &= \int_s \overrightarrow{O_a Q} \wedge \overrightarrow{dF}_{3a \rightarrow 2}(Q) \\ \overrightarrow{M}_{O_a, 3a \rightarrow 2} &= \int_s r \cdot \vec{u} \wedge (-p \cdot ds \cdot \vec{z} - \mu \cdot p \cdot ds \cdot \vec{v}) \\ \overrightarrow{M}_{O_a, 3a \rightarrow 2} &= \int_s r \cdot p \cdot ds \cdot \vec{v} - r \cdot \mu \cdot p \cdot ds \cdot \vec{z} \\ \overrightarrow{M}_{O_a, 3a \rightarrow 2} &= \iint_{r, \theta} (r \cdot p \cdot (\cos \theta \cdot \vec{y} - \sin \theta \cdot \vec{x}) - r \cdot \mu \cdot p \cdot \vec{z}) r \cdot d\theta \cdot dr \\ \overrightarrow{M}_{O_a, 3a \rightarrow 2} &= p \cdot \int_r r^2 \cdot dr \cdot \int_{\theta} (\cos \theta \cdot \vec{y} - \sin \theta \cdot \vec{x} - \mu \cdot \vec{z}) d\theta \\ \overrightarrow{M}_{O_a, 3a \rightarrow 2} &= p \cdot \left[ \frac{r^3}{3} \right]_{R_{\min}}^{R_{\max}} \cdot [\sin \theta \cdot \vec{y} + \cos \theta \cdot \vec{x} - \mu \cdot \theta \cdot \vec{z}]_{-\beta}^{+\beta} \\ \overrightarrow{M}_{O_a, 3a \rightarrow 2} &= p \cdot \left( \frac{R_{\max}^3 - R_{\min}^3}{3} \right) \cdot (2 \cdot \sin \beta \cdot \vec{y} - \mu \cdot 2 \cdot \beta \cdot \vec{z}) \\ \overrightarrow{M}_{O_a, 3a \rightarrow 2} &= \frac{2}{3} \cdot p \cdot (R_{\max}^3 - R_{\min}^3) \cdot (\sin \beta \cdot \vec{y} - \mu \cdot \beta \cdot \vec{z})\end{aligned}$$

**Question 8 :** Par analogie au torseur précédent, mais surtout en regardant le sens des actions..., déduire directement le torseur de l'action mécanique de la plaquette 3b sur le disque 2 en  $O_b$ .

$$\boxed{\left\{T_{3b \rightarrow 2}\right\}_{O_b} = \begin{Bmatrix} +Z.\vec{z} - Y.\vec{y} \\ -M.\vec{y} - N.\vec{z} \end{Bmatrix}}$$

**Question 9 :** En déduire le torseur de l'action mécanique des plaquettes (3a+3b) sur 2 en O (milieu de  $O_a O_b$ ) en fonction de Y, Z, M et N.

Pour faire la somme, il faut écrire les 2 torseurs au point O.

$$\vec{M}_{O,3a \rightarrow 2} = \vec{M}_{O_a,3a \rightarrow 2} + \vec{OO_a} \wedge \vec{R}_{3a \rightarrow 2}$$

$$\vec{M}_{O,3a \rightarrow 2} = +M.\vec{y} - N.\vec{z} + \frac{e}{2}.\vec{z} \wedge (-Z.\vec{z} - Y.\vec{y})$$

$$\vec{M}_{O,3a \rightarrow 2} = +M.\vec{y} - N.\vec{z} + \frac{e}{2}.Y.\vec{x}$$

$$\vec{M}_{O,3b \rightarrow 2} = \vec{M}_{O_b,3b \rightarrow 2} + \vec{OO_b} \wedge \vec{R}_{3b \rightarrow 2}$$

$$\vec{M}_{O,3b \rightarrow 2} = \vec{M}_{O_b,3b \rightarrow 2} + \vec{OO_b} \wedge \vec{R}_{3b \rightarrow 2}$$

$$\vec{M}_{O,3b \rightarrow 2} = -M.\vec{y} - N.\vec{z} - \frac{e}{2}.Y.\vec{x}$$

$$\text{Ainsi } \left\{T_{3a \rightarrow 2}\right\}_O = \begin{Bmatrix} -Z.\vec{z} - Y.\vec{y} \\ +M.\vec{y} - N.\vec{z} + \frac{e}{2}.Y.\vec{x} \end{Bmatrix}$$

$$\left\{T_{3b \rightarrow 2}\right\}_O = \begin{Bmatrix} +Z.\vec{z} - Y.\vec{y} \\ -M.\vec{y} - N.\vec{z} - \frac{e}{2}.Y.\vec{x} \end{Bmatrix}$$

$$\text{Et donc } \boxed{\left\{T_{(3a+3b) \rightarrow 2}\right\}_{O_a} = \begin{Bmatrix} -2.Y.\vec{y} \\ -2.N.\vec{z} \end{Bmatrix}}$$

**Question 10 :** En déduire le couple de freinage.

On trouve bien que le couple de freinage total est le double du couple de freinage d'une seule plaquette.

$$\boxed{\vec{C}_f = -\frac{4}{3}.p.(R_{\max}^3 - R_{\min}^3).\mu.\beta.\vec{z}}$$

**Question 11 :** En isolant l'ensemble {piston 5 et plaquette 3b}, et en réalisant le théorème de la résultante statique suivant l'axe du piston, déterminer la relation entre la pression  $p$  (au niveau de la plaquette et du disque) et la pression hydraulique  $p_{\text{avant}}$  (au niveau de la chambre du piston).

1) Isolons {5}.

2) Bilan des Actions Mécaniques Extérieures (BAME) sur {4}.

- Action mécanique de fluide sur piston 5
- Action mécanique du disque 2 sur plaquette 3b
- Action mécanique de l'étrier 4 sur piston 5 (pivot glissant d'axe  $(?, \vec{z})$ )

3) Modélisables par :

$$\{T_{4 \rightarrow 5}\} = \begin{Bmatrix} X_{4 \rightarrow 5} & L_{D,4 \rightarrow 5} \\ Y_{4 \rightarrow 5} & M_{D,4 \rightarrow 5} \\ ? & 0 \end{Bmatrix}_{(\vec{x}, \vec{y}, \vec{z})}$$

4) Résolution :

On applique le théorème de la résultante statique ( $\sum \vec{R}_{S \rightarrow S} = \vec{0}$ ) suivant  $\vec{z}$  :

$$R_{\text{disque} \rightarrow \text{plaquette}} - R_{\text{fluide} \rightarrow \text{piston}} = 0$$

$$p \cdot S_{\text{plaquette}} = p_{\text{h avant}} \cdot S_{\text{piston}}$$

$$p \cdot \frac{2 \cdot \beta}{2 \cdot \pi} \cdot \pi \cdot (R_{\text{max}}^2 - R_{\text{min}}^2) = p_{\text{h avant}} \cdot \pi \cdot R_{\text{piston}}^2$$

$$p = \frac{\pi \cdot p_{\text{h avant}} \cdot R_{\text{piston}}^2}{\beta \cdot (R_{\text{max}}^2 - R_{\text{min}}^2)}$$

**Question 12 :** En déduire le couple de freinage en fonction de la pression hydraulique  $p_{\text{avant}}$  (au niveau de la chambre du piston).

$$\vec{C}_f = -\frac{4}{3} \cdot \pi \cdot p_{\text{h avant}} \cdot R_{\text{piston}}^2 \cdot \left( \frac{R_{\text{max}}^3 - R_{\text{min}}^3}{R_{\text{max}}^2 - R_{\text{min}}^2} \right) \cdot \mu \cdot \vec{z}$$

**Question 13 :** Valider vos mesures déterminées dans la partie 25), sachant que :

$$\mu = 0,35$$

$$R_{\text{piston}} = 22,5 \text{ mm}$$

$$R_{\text{max}} = 115 \text{ mm}$$

$$R_{\text{min}} = 75 \text{ mm}$$

Pour une pression avant au niveau de la chambre du piston de 17,8 bar = 1,8 MPa = 1,8 N/mm<sup>2</sup>, on trouve théoriquement un couple de freinage de 190 N.m soit à peu près deux fois plus qu'en réalité !!!

**AVANT DE PARTIR, RANGER LE POSTE**