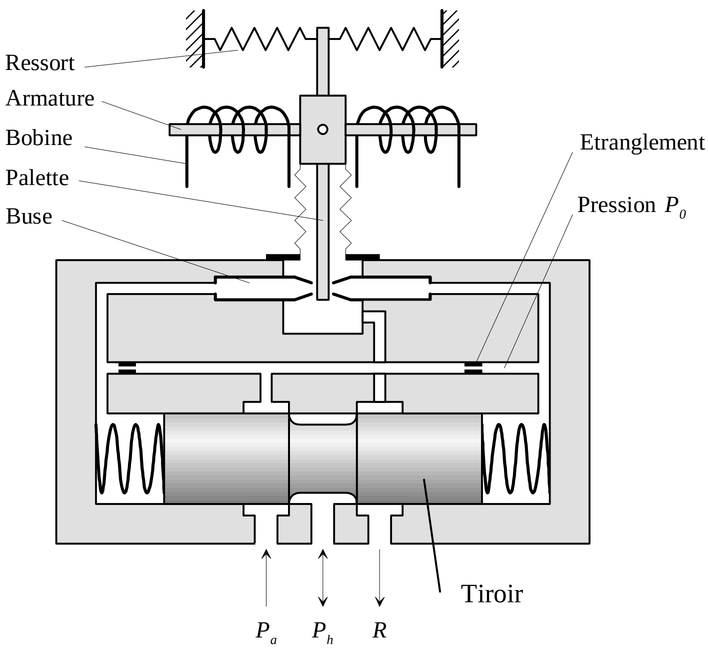
Mise en équation d'une servovalve électro-hydraulique

Une servovalve électro-hydraulique est un préactionneur qui convertit une grandeur électrique (courant ou tension) en une grandeur hydraulique (débit ou pression).

La servovalve étudiée est la servovalve en débit ou pression à 2 étages. Elle est constituée de trois éléments :

- un actionneur pilote de type moteur-couple électrique ;
- un amplificateur hydraulique constitué d'un mécanisme buse-palette ;
- un tiroir de distribution.

L'armature du moteur-couple à courant continu se prolonge dans l'entrefer d'un circuit magnétique. Le passage d'un courant continu dans les deux bobines situées de part et d'autre de l'armature provoque le basculement de cette dernière d'un angle θ.



L'armature est solidaire d'une palette plongeant dans l'amplificateur hydraulique et dont l'extrémité est située entre deux buses. Le mouvement de rotation de l'ensemble armature-palette vient étrangler le débit fluide traversant l'une ou l'autre des buses suivant le sens de rotation. La pression différentielle ainsi créée se répercute aux deux extrémités du tiroir du distributeur et provoque son déplacement.

Ce tiroir possède trois orifices :

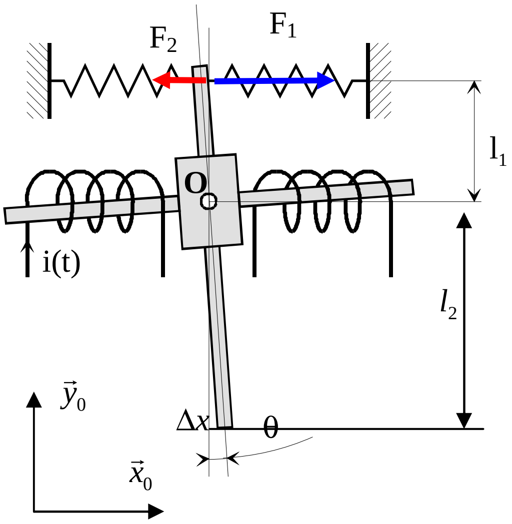
- P_a : Alimentation
- P_h : Utilisation
- R : Retour

La pression P_h d'utilisation est alors proportionnelle au déplacement du tiroir à partir de la position zéro correspondant au tiroir en position milieu (position représentée ci-dessus).

Le diamètre d des buses est de l'ordre de quelques dixièmes de millimètres et l'écart e entre la buse et la palette de l'ordre de quelques centièmes de millimètres. **La rotation de l'ensemble armature-palette se fait donc sur des petits angles.**

Equation du moteur couple

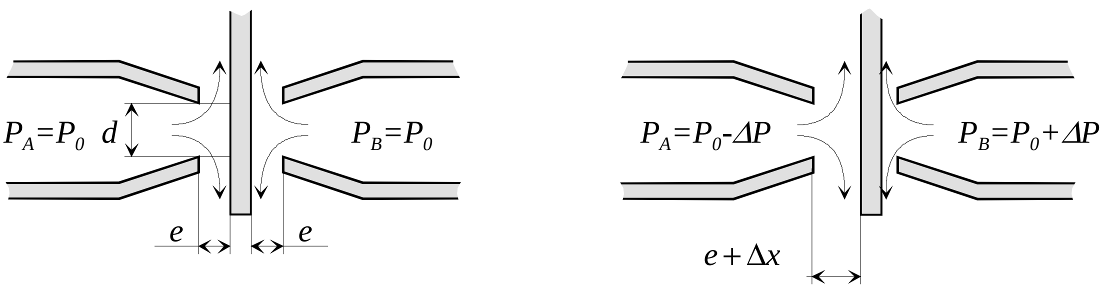
A l'état repos, $i(t)=0$ et $\theta(t)=0$.
L'ensemble armature-palette est en liaison pivot d'axe $(O,\vec{z}_0)$ avec le bâti.
Le courant $i(t)$ traversant les bobines génère un couple moteur : $C_m(t)=K_m.i(t)$.
Deux ressorts, de coefficient de raideur identique k_1, équilibre l'ensemble armature-palette.



1. Déterminer F_1 et F_2 en fonction de θ, k_1 et l_1
2. Ecrire le théorème du moment dynamique de l'ensemble armature-palette suivant $(O,\vec{z}_0)$ en négligeant sa masse.
3. En déduire l'expression littérale de K_1 tel que $\theta(t)=K_1.i(t)$ en fonction de K_m, k_1 et l_1.
4. Déterminer le déplacement Δx en bout de palette en fonction de θ et l_2

Système buse-palette

A l'état repos(voir ci-dessous à gauche), les sections de fuite entre la buse et la palette sont les mêmes. On a : $S_A=S_B=S_0=\pi.d.e$. De même, les pressions P_A et P_B sont égales. On a : $P_A=P_B=P_0$.
On a montré qu'une rotation d'angle θ de la palette se traduit par un accroissement (ou une diminution) de la distance buse-palette égale à Δx (voir ci-dessous à droite). Les sections de fuite sont alors augmentées (ou diminuées) de la quantité ΔS :



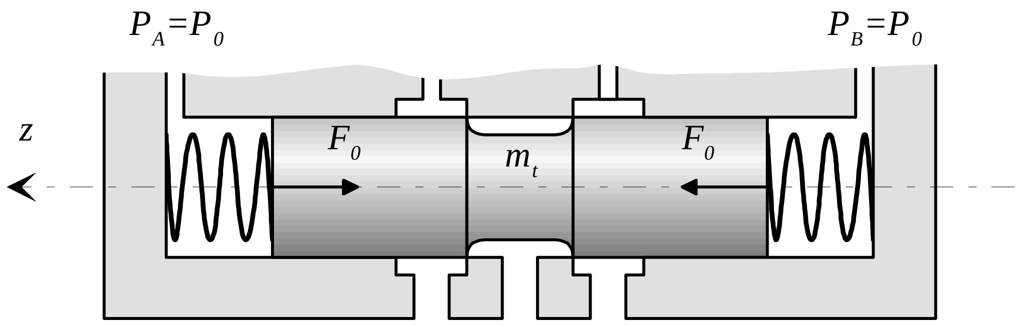
$S_A=S_B=S_0=\pi.d.e$ $\qquad$ $S_A=S_0+\Delta S \quad S_B=S_0-\Delta S$

5. Déterminer ΔS et le mettre sous la forme $\Delta S=K_2.\theta$. Donner alors l'expression littérale de K_2

Cette augmentation (ou diminution) de section entraîne une augmentation (ou une diminution) des pressions P_A et P_B proportionnelle à ΔS telle que $\Delta P = K_3.\Delta S$

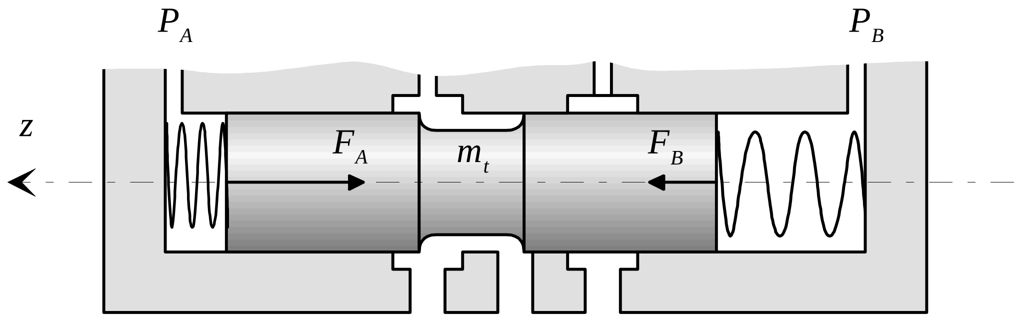
Tiroir du distributeur

En situation repos, lorsque $P_A = P_B = P_0$, le tiroir est en position centrale, on pose alors $z = 0$



Tiroir en position repos

En position travail, la pression différentielle se répercute aux extrémités du tiroir et provoque des efforts F_A et F_B et ainsi son déplacement.



Tiroir en position travail

Le tiroir est en liaison pivot glissante suivant son axe de révolution $(\vec{z})$ avec le cylindre.

On utilise les notations suivantes :

- m_t : masse du tiroir ;
- S_t : section du tiroir à ses extrémités ;
- F_A et F_B : efforts exercés par les deux ressorts de coefficient de raideur k_t montés de part et d'autre du tiroir du distributeur ;
- c_t : coefficient de frottement visqueux entre tiroir et cylindre.

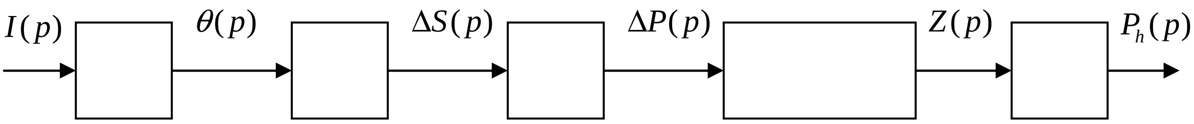
6. Déterminer F_A et F_B en fonction de la position du tiroir z

7. A partir de théorème de la mécanique, déterminer après transformée de Laplace (avec des conditions initiales considérées nulles) la forme canonique de la fonction de transfert $\dfrac{Z(p)}{\Delta P(p)}$

On admet enfin que la pression d'utilisation $P_h(t)$ du fluide est proportionnelle au déplacement $z(t)$ du tiroir : $P_h(t) = K_4.z(t)$

Fonction de transfert de la servovalve

8. Compléter la schématisation suivante.



9. Déterminer la fonction de transfert $S_v(p) = \dfrac{P_h(p)}{I(p)}$ de la servovalve et montrer qu'elle peut se mettre sous la forme d'un système du second ordre :

$$S_v(p) = \frac{P_h(p)}{I(p)} = \frac{K_{sv}}{1 + 2\dfrac{\xi}{\omega_0}p + \dfrac{p^2}{\omega_0^{\ 2}}}.$$

10. Donner les expressions littérales de K_{sv}, ξ et ω_0

On souhaite que la réponse à une entrée de type échelon $i(t) = i_0.u(t)$ soit la plus rapide possible sans toutefois produire de dépassement.

11. Quel est le critère à respecter pour satisfaire ce cahier des charges. En déduire que cette condition ne peut être satisfaite que si $k_t = \dfrac{c_t^{\ 2}}{8m_t}$.

12. Montrer alors que la fonction de transfert de la servovalve peut se mettre sous la forme : $S_v(p) = \dfrac{P_h(p)}{I(p)} = \dfrac{K_{sv}}{(1 + T_{sv}p)^2}$. Donner l'expression littérale de T_{sv}

13. Donner les expressions de la bande passante à -3dB et à -6dB de la servovalve en fonction de T_{sv}.