DM1 Octobre 2026
Banc d'épreuve hydraulique (CCP PSI 2010)
(temps conseillé 2h)

1. PRESENTATION

Vallourec & Mannesmann Tubes (V&M Tubes), entreprise du groupe Vallourec, est le leader mondial dans la production de tubes en acier sans soudure laminés à chaud. L'entreprise exploite des tuberies équipées des installations les plus modernes : quatre en France, quatre en Allemagne, trois aux USA et au Brésil et une ligne de finition en Chine.
Les tubes sans soudure en acier produits par V&M Tubes couvrent une très large gamme tant sur le plan dimensionnel que dans la nature des matériaux :

- les diamètres extérieurs vont de 21,3 mm à 1,5 m, les épaisseurs de 2 à 250 mm ;
- outre les aciers non alliés et alliés, V&M Tubes produit des tubes en aciers spéciaux élaborés pour s'adapter aux applications spécifiques des clients.

Ces tubes sont employés dans des applications très diverses :

- canalisations hydrauliques, pneumatiques, vapeur ;
- ventilation, climatisation ;
- en basse pression ou haute pression…

Les industries utilisatrices sont tout aussi variées. Pour certaines d'entre elles, telles que les industries pétrolières ou nucléaires par exemple, où les problèmes de sécurité sont particulièrement importants, il arrive que les clients exigent des qualités spécifiques pour leurs tubes en plus des critères liés au cahier des charges standard. Une de ces contraintes personnalisées est la garantie de la tenue des tubes à un seuil de pression durant un temps donné.
Le site de V&M Tubes situé à Aulnoye-Aymeries, qui produit des tubes de 114 mm à 508 mm de diamètre pour des longueurs variant de 4,40 à 14,20 m possède un banc spécifique de test de pression hydraulique pour valider la qualité des produits finis exigée par certains clients. C'est le fonctionnement de ce banc conçu par M&T Tubes qui fait l'objet de cette étude.

2. DESCRIPTION DU BANC D'EPREUVE

2.1. Fonction du banc

Afin de valider la caractéristique de tenue en pression des tubes, ceux-ci sont soumis à une pression hydraulique donnée durant un temps spécifié. Ces paramètres dépendent de la taille des tubes et de leur future utilisation.

Le Cahier des Charges partiel de ce banc d'épreuve est donné dans le tableau de la Figure 1.

Exigences		Critères	Niveaux
Id.1	**Tester** un tube de dimensions variables par injection d'eau sous pression durant un temps imposé	Diamètre du tube : Longueur du tube :	de 110 mm à 420 mm de 4,4 m à 14,2 m
Id.1.1	**Préparer** le tube		
Id.1.2	**Mettre** le tube sous pression	Consigne : Temps d'établissement : Dépassement : Erreur statique : Marges de phase et de gain :	de 100 à 820 bars < 40 s aucun < 5 % $M\varphi = 60°$; MG = 12dB
Id.1.3	**Evacuer** le tube	Vitesse de déplacement du tube :	Limitée à 80 mm/s
Id.1.4	**Respecter** les normes en vigueur		

Figure 1

2.2. Description du fonctionnement

Le banc d'épreuve comporte 4 zones (voir annexe 1).

a) Zone de préparation du tube à tester (voir annexe 2)

Les tubes sont stockés sur des **rampes de stockage** en légère pente, c'est la gravité qui les fait rouler les uns derrière les autres. Lorsqu'un tube est emmené en zone de préparation, le suivant se met naturellement à sa place en attente.

La préparation consiste à positionner correctement le tube sur le banc et se fait en trois temps :

- un système dit « tube-à-tube » composé de cinq **basculeurs** déstocke un tube pour le placer sur un train de **rouleaux motorisés** ;
- les rouleaux entrainent le tube axialement jusqu'à ce que son extrémité avant soit placée contre la **butée axiale** ;
- puis le même système « tube-à-tube » place le tube sur les **rampes d'évacuation** vers un ascenseur.

Cet ascenseur descend ensuite le tube sur un poste de lavage et de mise en position.

b) Zone de lavage et de mise en position du tube à tester. (non étudié ici)

c) Zone de test du tube à tester (mise sous pression)

Le tube est ensuite placé dans l'axe du banc d'épreuve grâce aux **élévateurs**. Le banc d'épreuve est essentiellement constitué d'un **chariot avant** et d'un **chariot arrière**, chacun est muni de l'**outillage** adapté au diamètre des tubes. Le chariot arrière est mis en position, puis le tube est placé sur le banc , enfin le chariot avant se déplace en plaquant le tube sur le chariot arrière, les outillages s'adaptent aux extrémités du tube pour le fermer. Le déplacement du chariot avant est obtenu par vérins hydrauliques.

La phase de test peut commencer, le tube est alors rempli d'eau en basse pression. L'eau haute pression est fournie par un **multiplicateur** de pression.

A la fin du temps d'épreuve, la décompression de l'eau est assurée par un clapet de décompression à commande hydraulique monté sur la traverse, le tube est vidé et libéré par le recul des deux chariots.

d) Zone d'évacuation et de stockage après test.

Le tube vidé est alors évacué vers un ascenseur de sortie qui sera également le poste d'égouttage.

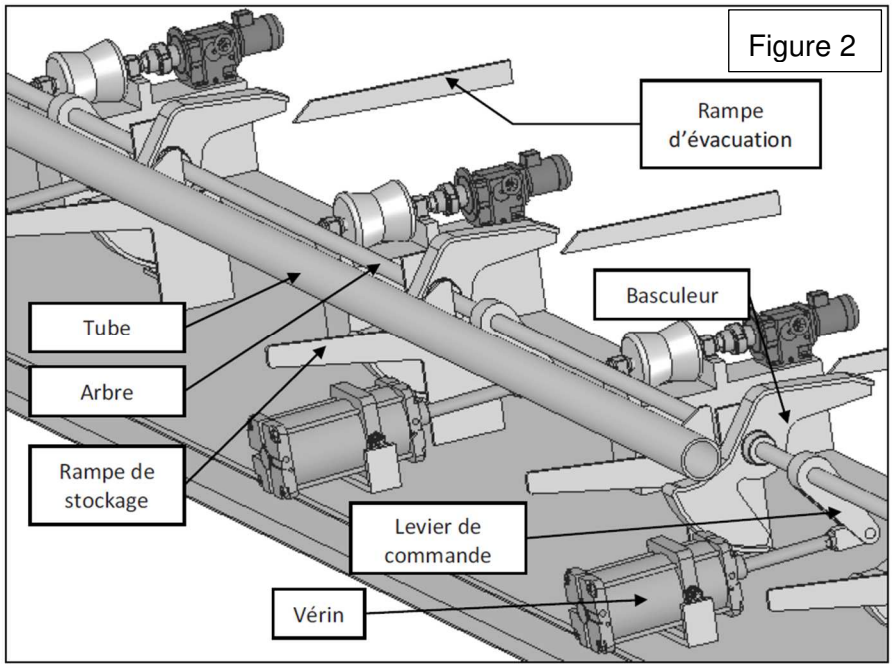
3. ANALYSE DE L'EXIGENCE Id.1.1 « PREPARER LE TUBE » : SYSTEME « TUBE A TUBE »

Objectif *: déterminer les caractéristiques de l'actionneur de commande du système « tube à tube ».*

Le système « tube à tube » défini en annexe 2 remplit deux fonctions :

- déstocker le tube pour le placer sur une ligne de rouleaux motorisés qui va translater le tube axialement jusqu'à la butée pour le mettre en position de référence afin de permettre la suite des opérations ;
- transférer le tube sur une rampe d'évacuation vers un ascenseur.

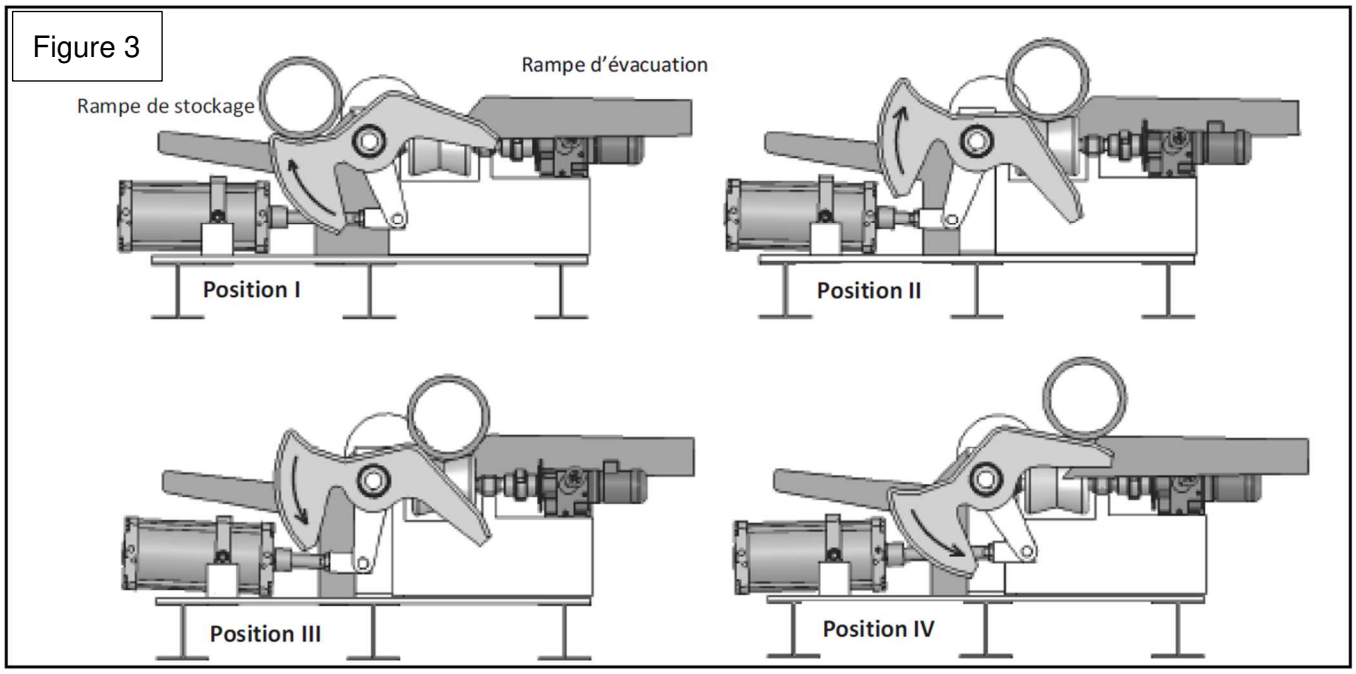
Le système est constitué de trois vérins pneumatiques qui, par l'intermédiaire de leviers, provoquent la rotation d'un arbre relié aux 5 basculeurs qui vont déplacer le tube (voir détails **Erreur ! Source du renvoi introuvable.**).



Lors des différentes phases de travail du « tube à tube », il se produit un transfert du poids du tube sur le basculeur et les différents éléments de soutien du tube.

Les schémas de la 0 représentent les quatre phases de ce transfert de charge.

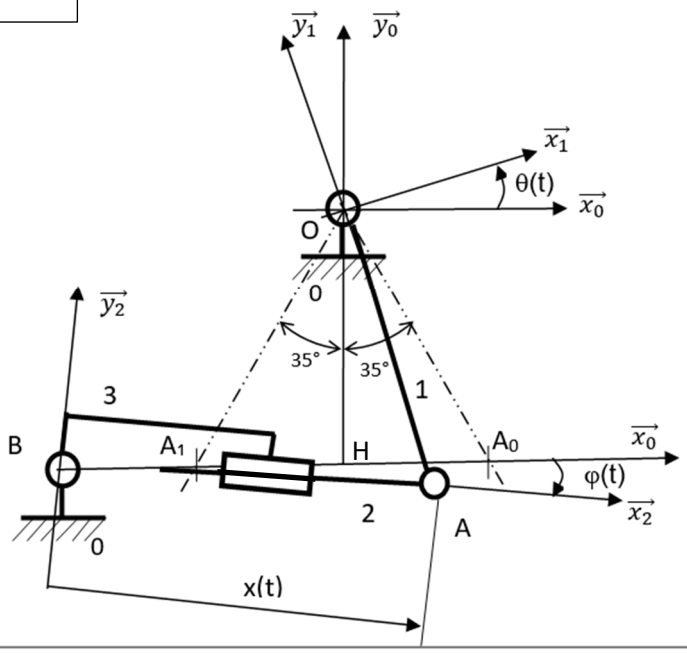
- Position I : début de la prise en charge du tube par le basculeur sur la rampe de stockage.
- Position II : le tube est déposé sur les galets moteurs.
- Position III : début d'évacuation du tube vers la rampe d'évacuation.
- Position IV : fin d'évacuation, le tube va quitter le basculeur pour la rampe d'évacuation.



3.1. Modèle d'étude

Le schéma cinématique proposé pour l'étude est donné par la figure 4.

Figure 4



$\overrightarrow{OA} = -R.\vec{y}_1$; $\overrightarrow{BA} = x(t).\vec{x}_2$

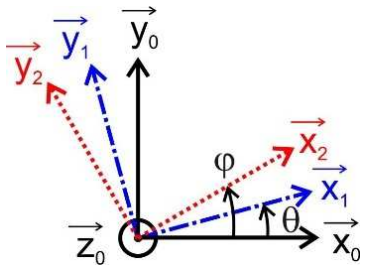
$\overrightarrow{OB} = -h.\vec{y}_0 - d.\vec{x}_0$; $\overrightarrow{OH} = -h.\vec{y}_0$

R = 400 mm, d = 732 mm

P =1200 daN

h à déterminer

-35° ≤ θ(t) ≤ +35°



On y retrouve :

- le bâti **0**, son référentiel sera supposé galiléen,
- le corps de vérin **3**,
- la tige de vérin **2**,
- le basculeur **1** composé du levier de commande, de l'arbre et du basculeur.

La position du basculeur **1** par rapport au bâti **0** est définie par l'angle $\theta(t) = (\overrightarrow{x_0}, \overrightarrow{x_1})$.

La position de la tige de vérin **2** par rapport au bâti **0** est définie par l'angle $\varphi(t) = (\overrightarrow{x_0}, \overrightarrow{x_2})$.

Durant la phase de déstockage, la position θ(t) du basculeur varie de +35° à -35°.

Le vérin part d'une position horizontale (le point A est en A0), pour arriver de nouveau à l'horizontale en fin de déstockage (le point A est alors en A1).

3.2. Détermination de la course du vérin

Question 1 **Calculer** *h* pour obtenir les amplitudes de mouvement souhaitées (θ(t) de +35° à -35°). **Calculer** alors par fermeture géométrique la course $c = max(x(t)) - min(x(t))$ du vérin.

3.3. Détermination des sections

Les hypothèses de répartition de charges uniformes sur tous les éléments permettent de ramener l'étude à un problème plan constitué d'un seul vérin et d'un seul basculeur recevant un tiers du poids total du tube.

Les figures 5A et 5B ci-dessous représentent les deux positions donnant les charges maximales appliquées à la tige de vérin dans les deux sens de déplacement. Elles correspondent aux positions I et IV de la figure 3.

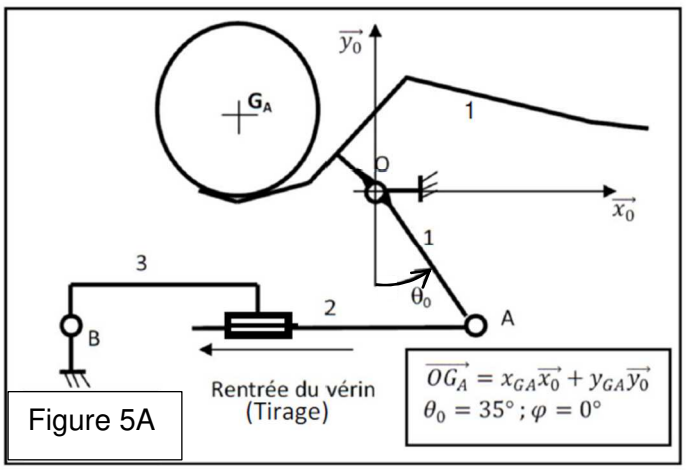
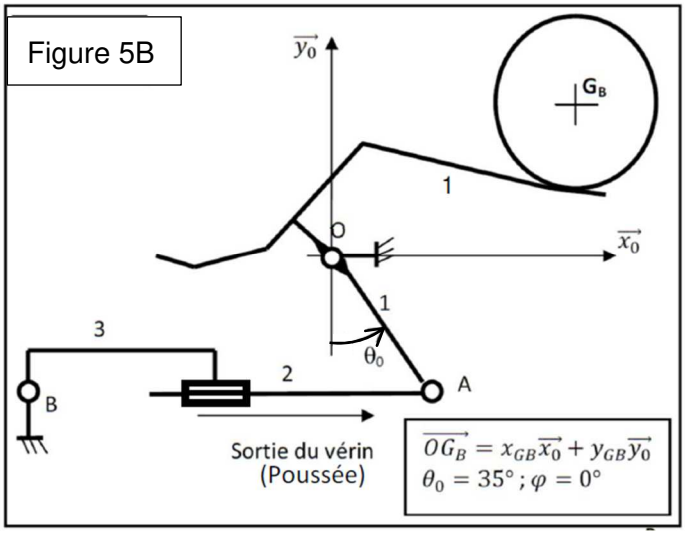


Figure 5A



Position A : $\begin{cases} x_{GA} = -350mm \\ y_{GA} = 180mm \end{cases}$ Position B : $\begin{cases} x_{GB} = 660mm \\ y_{GB} = 400mm \end{cases}$

Dans ces deux cas, les pièces **1**, **2** et **3** ont la même position (fin de course tige de vérin sortie), seule la position du tube sur le basculeur est différente. Cette situation correspond à la position extrême du basculeur : $\theta = \theta_0 = 35°$.

Les hypothèses sont les suivantes :

- les accélérations sont suffisamment faibles pour traiter le problème en statique,
- la répartition uniforme des charges permet de faire l'étude dans le plan des figures,
- le poids total du tube se répartit sur les 3 vérins, on prendra donc $\frac{1}{3}\overrightarrow{P} = -\frac{P}{3}\overrightarrow{y_0}$, la contribution du poids pour l'étude d'équilibre du système, appliquée en G. Le poids des autres pièces est négligé,
- on se place dans la situation la plus défavorable, le poids du tube est entièrement supporté par le basculeur,
- les liaisons sont supposées sans frottement.

Question 2 En précisant clairement les systèmes isolés, **montrer que** l'effort appliqué par la tige de vérin **2** sur le basculeur **1** est seulement selon $\overrightarrow{x_2}$, on notera $\overrightarrow{R_{2\to1}} = \mathrm{F}.\overrightarrow{x_2}$. Puis **exprimer** F en fonction de R, θ_0 et des coordonnées de G (x_G et y_G). **Calculer numériquement** cet effort pour chacune des deux positions étudiées G_A et G_B. On notera cet effort F_A et F_B suivant la position.

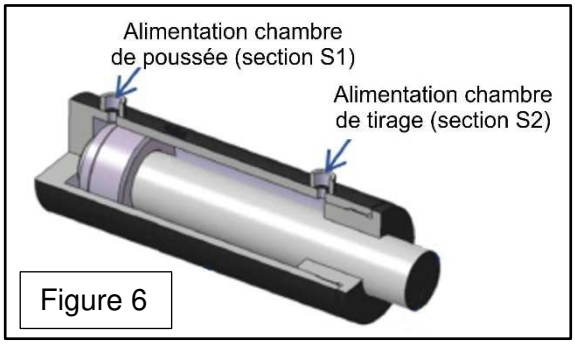


Figure 6

Quelles que soient les valeurs trouvées, on prendra : $|F_A| = 4200$ N et $|F_B| = 8000$ N.
La pression d'alimentation du vérin est de 3 bars.

Question 3 **Déterminer** les sections minimales en m² des chambres de poussée et de tirage, notées respectivement S_1 et S_2, pour obtenir les efforts F_A et F_B nécessaires.

La course calculée Question 1 et les sections S_1 et S_2 trouvées Question 3 permettent de choisir un vérin répondant à l'application demandée.

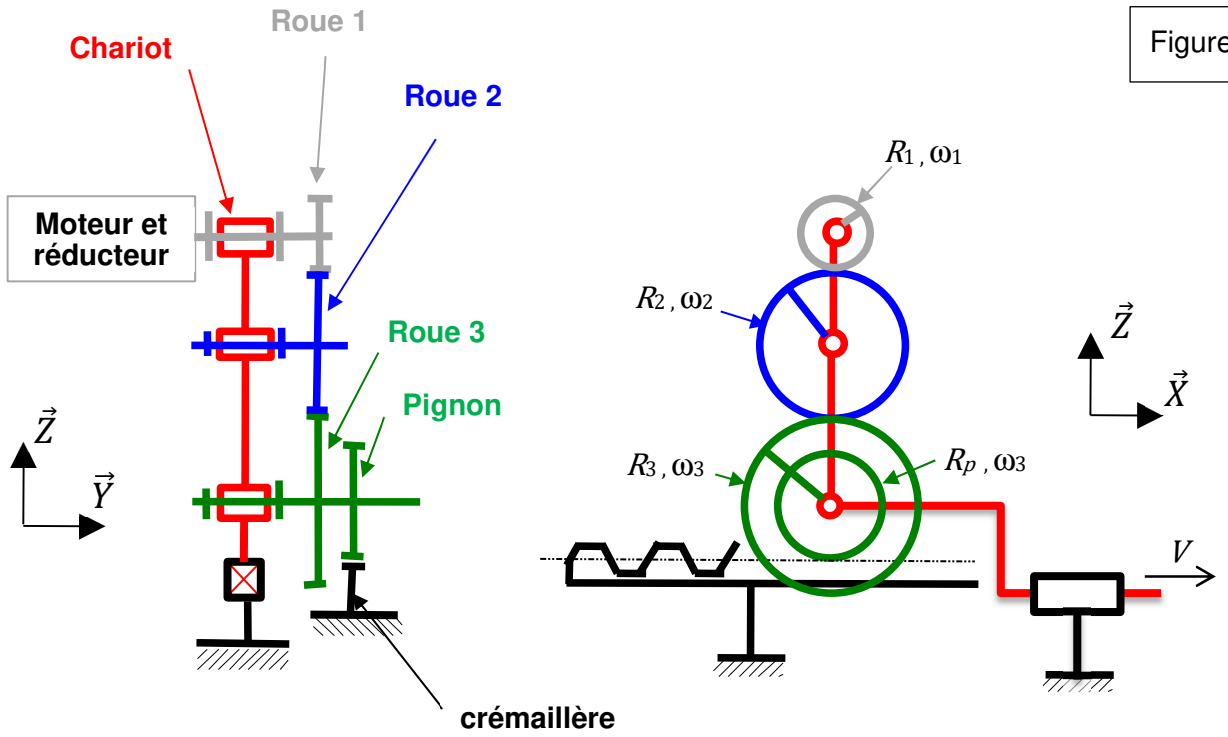
4. ANALYSE DE LA FONCTION TECHNIQUE « ADAPTER LE BANC A LA LONGUEUR DU TUBE »

Objectif : ***déterminer*** *la vitesse maximale du moteur du chariot arrière ainsi que le couple moteur nécessaire afin de pré-dimensionner celui-ci.*

Un schéma cinématique simplifié du chariot arrière, ainsi que les grandeurs cinématiques et cinétiques, sont donnés figure 7.

La chaîne de puissance comporte un moteur hydraulique, un réducteur roue et vis sans fin, un réducteur à engrenages parallèles et un système pignon-crémaillère. Le guidage du chariot est modélisé par une glissière.

Figure 7



pièces	Inertie (kg.m²)	Données cinématiques
moteur	I_m = 0,0012	
Réducteur roue et vis sans fin	I_r = 0,004 (ramenée à l'arbre moteur)	Rapport de réduction r = 1/30
Roue 1	négligeable	R_1 = 50mm
Roue 2	négligeable	R_2 = 105 mm
Roue 3 et pignon	négligeable	roue 3 : R_3 = 115 mm pignon : R_p = 85 mm

La masse totale en translation de l'ensemble Σ={chariot + moteur + réducteur + roues} est M = 2350 kg. On note $\boldsymbol{C_m}$ le couple moteur, $\boldsymbol{\omega_m}$ sa vitesse de rotation par rapport au bâti, et $\boldsymbol{V}$ la vitesse du chariot.

La loi de vitesse du chariot pendant la totalité du trajet est présentée figure 8 ci-dessous :

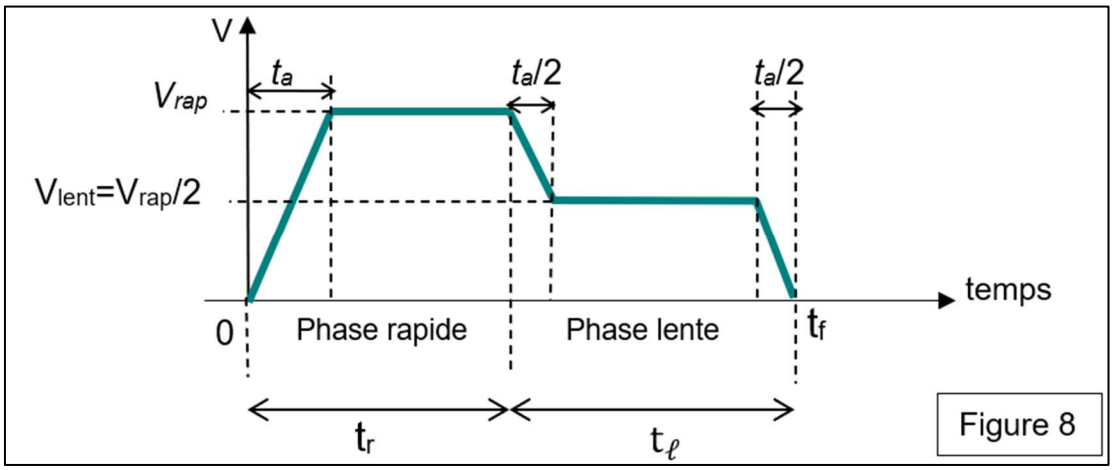


Figure 8

- On note t_r la durée de la phase de déplacement rapide, t_ℓ la durée de la phase lente, t_f la durée totale, t_a la durée de la phase d'accélération. Chacune des deux phases de décélération dure $t_a/2$.
- Les courses maximales de ce chariot en vitesse rapide et vitesse lente sont pendant:
  * la phase de déplacement en vitesse rapide (de **0** à t_r) est au maximum de c_{rap} **= 6,24 m,**
  * la phase en vitesse lente (de t_r à t_f) c_{lent} **= 1,56 m**.
- La durée maximale du déplacement total (phase rapide + phase lente) est limitée à **20 s**.
- La vitesse du chariot, lors de la phase rapide, V_{rap} est limitée à **0,5 m/s**.
- On considérera que le module de l'accélération **a** du chariot est identique pendant toutes les phases d'accélération et de décélération.

Question 4 **a. Montrer** alors **que** t_a , t_ℓ et t_r vérifient les relations suivantes :

$$c_{lent} = \frac{V_{rap}}{2}.t_\ell \quad \text{et} \quad c_{rap} = V_{rap}.\left(t_r - \frac{1}{2}.t_a\right)$$

b. En déduire les valeurs numériques de t_r et de t_a. **En déduire** l'accélération **a** du chariot.

Question 5 **a. Compléter** la chaîne de puissance Figure 9 puis **déterminer** la vitesse de rotation du moteur ω_m en fonction de la vitesse du chariot **V** et des données cinématiques utiles.

b. En déduire la valeur numérique de la vitesse maximale du moteur ω_m .

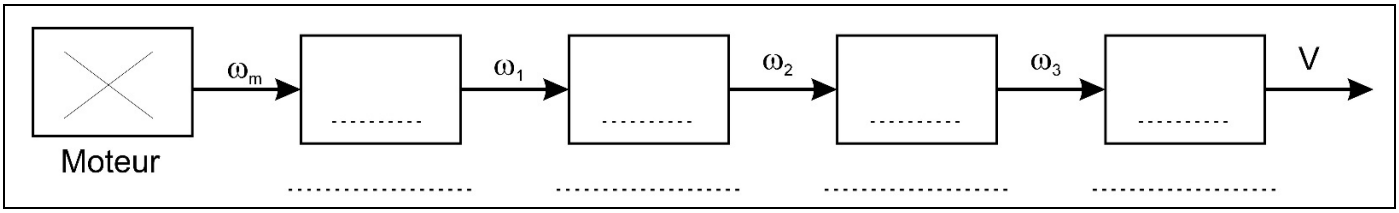


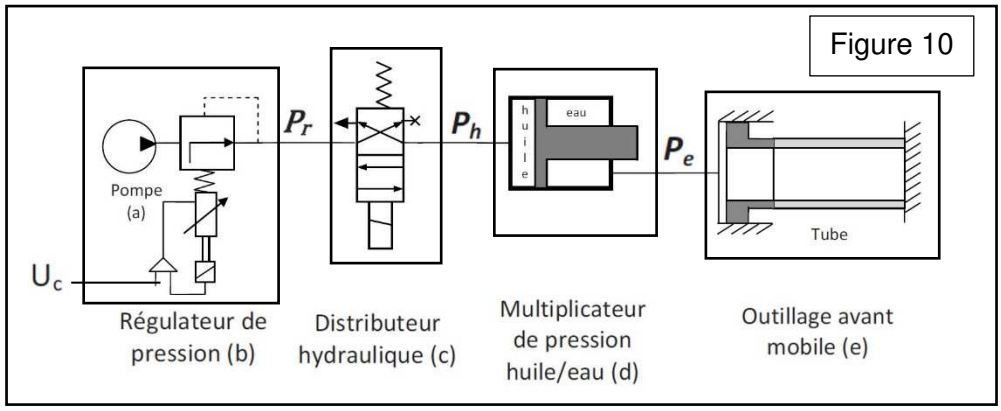
Figure 9

5. ANALYSE DE L'EXIGENCE Id.1.2 « METTRE LE TUBE SOUS PRESSION »

La finalité de la mise sous pression est de vérifier la résistance du tube pour une pression maximale imposée par le client. Le cahier des charges impose un écart statique en pression inférieur à 5% et aucun dépassement.

Objectifs : ***modéliser*** *le système de mise sous pression afin de vérifier le respect de ce cahier des charges et au besoin de* ***proposer*** *des modifications de la commande pour pallier les écarts observés.*

Un schéma hydraulique simplifié est donné 0 :



- Le fluide injecté dans le tube est de l'eau sous pression.
- Dans un premier temps, l'opérateur règle la tension consigne U_c de mise sous pression par l'intermédiaire d'un potentiomètre (non représenté), une plage de tension de 0 à 2,5V correspondant à une consigne de pression **d'eau** comprise entre 0 et 1000 bars.
- La pompe (a) fournit de l'huile dont la pression est réglée par un régulateur de pression (b) piloté par cette tension consigne U_c.
- Un distributeur hydraulique (c) pilote la montée d'un multiplicateur de pression huile/eau (d) ; P_h désigne la pression d'huile en entrée et P_e la pression d'eau en sortie.
- L'eau est injectée par l'outillage avant (e) dans le tube. Sa pression est mesurée par un capteur de pression de gain K_{cap} = 2,5.10^{-3} V/bars (non représenté).

5.1. Mise en place du modèle

5.1.1. Modélisation de la distribution d'huile

Modélisation de l'ensemble {pompe + régulateur de pression}

On négligera le temps de réponse de cet ensemble face à la dynamique du distributeur, du multiplicateur de pression et de l'outillage avant de mise sous pression. On supposera donc que la pression en sortie du régulateur est constante, égale à P_r.

Modélisation du distributeur hydraulique

Le distributeur hydraulique fournit un débit d'huile défini par l'équation :

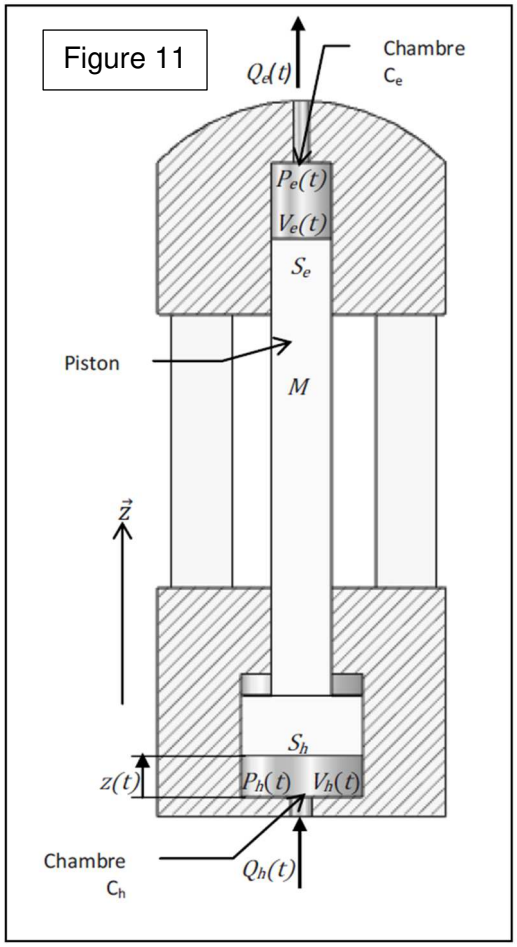
(1) $Q_h(t) = K_r.\sqrt{P_r(t) - P_h(t)}$, avec K_r constante en m^3.Pa$^{-1/2}$.

avec : $P_r(t)$: pression en entrée du distributeur (sortie du régulateur)

$P_h(t)$: pression en sortie du distributeur

Modélisation du multiplicateur de pression huile/eau

Le multiplicateur, représenté 0, se compose d'un piston, de masse *M*, en translation par rapport au bâti, séparant les chambres C_e et C_h comportant respectivement de l'eau et de l'huile sous pression :



On note :

- $Q_e(t)$ le débit volumique d'eau en sortie du multiplicateur
- $Q_h(t)$ le débit volumique d'huile en entrée du multiplicateur
- $P_e(t)$ la pression d'eau dans C_e
- $P_h(t)$ la pression d'huile dans C_h
- $z(t)$ la position du piston
- $V_e(t)$ le volume de C_e
- $V_h(t)$ le volume de C_h
- g l'accélération de pesanteur
- $\vec{z}$ le vecteur vertical unitaire ascendant

Les équations du débit sont :

$$(2)\ Q_e(t) = S_e.\frac{dz(t)}{dt} - \frac{V_{e0}}{B_e}\frac{dP_e(t)}{dt}$$

$$(3)\ Q_h(t) = S_h.\frac{dz(t)}{dt} + \frac{V_{h0}}{B_h}\frac{dP_h(t)}{dt}$$

Données numériques :

S_e :	section du piston de la chambre C_e	= 397,6.10^{-4}m²
S_h :	section du piston de la chambre C_h	= 1288,25.10^{-4}m²
B_e :	module de compressibilité de l'eau	= 2.10^9 Pa
B_h :	module de compressibilité de l'huile	= 10^9 Pa
M :	masse du piston	= 668 kg
f :	coefficient de frottement visqueux	= 10^6 N/m/s
V_{e0} :	volume initial de la chambre C_e	= 1,2.10^{-2} m^3
V_{h0} :	volume initial de la chambre C_h	= 3,8.10^{-2} m^3

Question 6 Les conditions initiales étant supposées nulles, **transposer** les équations du débit (2) et (3) dans le domaine de Laplace.

Le théorème de la résultante dynamique selon $\vec{z}$ appliqué au piston du multiplicateur donne la relation suivante :

$$(4)\quad m.\ddot{z}(t) = S_h.P_h(t) - S_e.P_e(t) - M.g - f.\dot{z}(t)$$

Question 7 **En déduire** l'équation reliant $Z(p)$, $P_e(p)$, $P_h(p)$, et $Poids(p) = \frac{Mg}{p}$, transformées de Laplace de z(t), $P_e(t)$, $P_h(t)$ et du poids perçu comme une perturbation. Les conditions initiales sont supposées nulles.

Modélisation du chariot avant

Le chariot avant comporte (Figure 12) :

- la traverse, mise en position par un vérin hydraulique avant la mise sous pression du tube. Durant toute la durée de l'épreuve, on supposera que la traverse est immobile par rapport au bâti.
- un équipage mobile sur lequel est monté l'outillage, en translation rectiligne par rapport à la traverse.

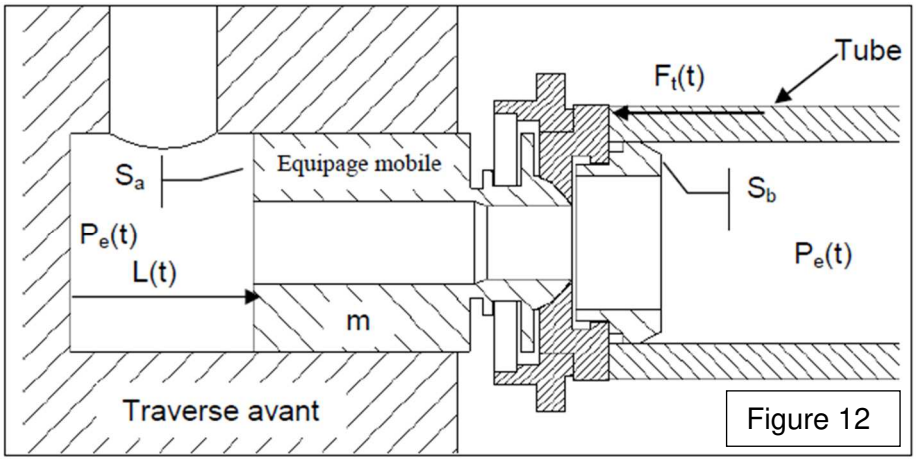


Figure 12

On note :

- L(t) la position de l'équipage mobile repérée par rapport à sa position initiale
- $V_t(t)$ le volume du tube
- $F_t(t)$ l'effort du tube sur l'équipage mobile, avec $F_t(t) = - r.L(t)$

On néglige les variations de volume du tube dues à ses déformations. L'équation du débit s'écrit alors :

$$(5)\ Q_e(t) = (S_a - S_b).\frac{dL(t)}{dt} + \frac{V_t}{B_e}\frac{dP_e(t)}{dt}$$

Données numériques :

- S_a et S_b : sections de l'équipage mobile côté tube et côté opposé au tube, $S_a - S_b = 1{,}88.10^{-3}\ m^2$
- m : masse de l'ensemble mobile = 25 kg
- f ' : coefficient de frottement visqueux = 10 N/m/s
- V_t : le volume du tube = 1,34 m^3
- r : le tube est assimilé à un ressort de raideur = 5.10^8 N/m

L'équation du mouvement de l'équipage mobile est donnée :

$$(6)\ m.\ddot{L}(t) = -r.L(t) + (S_a - S_b).P_e(t) - f'.\dot{L}(t)$$

Question 8 En tenant compte des équations (5) et (6) , **en déduire**, deux équations liant L(p), Pe(p) et Qe(p), transformées de Laplace de L(t), Pe(t) et Qe(t). Les conditions initiales sont supposées nulles.

5.1.2. Modélisation de l'ensemble

Question 9 Sur le document réponses DR1, **compléter** le schéma blocs de l'ensemble (sans le distributeur hydraulique), l'entrée étant la pression d'huile régulée Pr(p) et la sortie la pression d'épreuve dans le tube Pe(p).

La figure DR2 du document réponses représente la réponse de l'ensemble de mise sous pression pour un échelon de 250 bars : P_r est la pression d'huile en sortie du régulateur (échelon d'entrée), P_h la pression d'huile dans le distributeur et P_e la pression d'eau dans le tube.

Question 10 A partir de ces réponses temporelles (DR2), **proposer** une expression numérique des fonctions de transfert Ph(p)/Pr(p), Pe(p)/Pr(p). **Justifier** vos valeurs numériques par des tracés sur les courbes du document réponses.

De nombreuses fuites au niveau de l'outillage avant influent sur la réponse. A cause de ces fuites, le débit d'eau en entrée du tube est $Q'_e(t) = Q_e(t) - \Delta Q_e$, ΔQ_e étant le débit de fuite, supposé constant.

La figure DR3 du document réponses représente la réponse de l'ensemble de mise sous pression à un échelon de 250 bars avec fuite d'eau à partir de 35 s. Le débit de fuite est supposé pour cette étude, égal à $\Delta Q_e = 2.10^{-3}$ m^3/s.

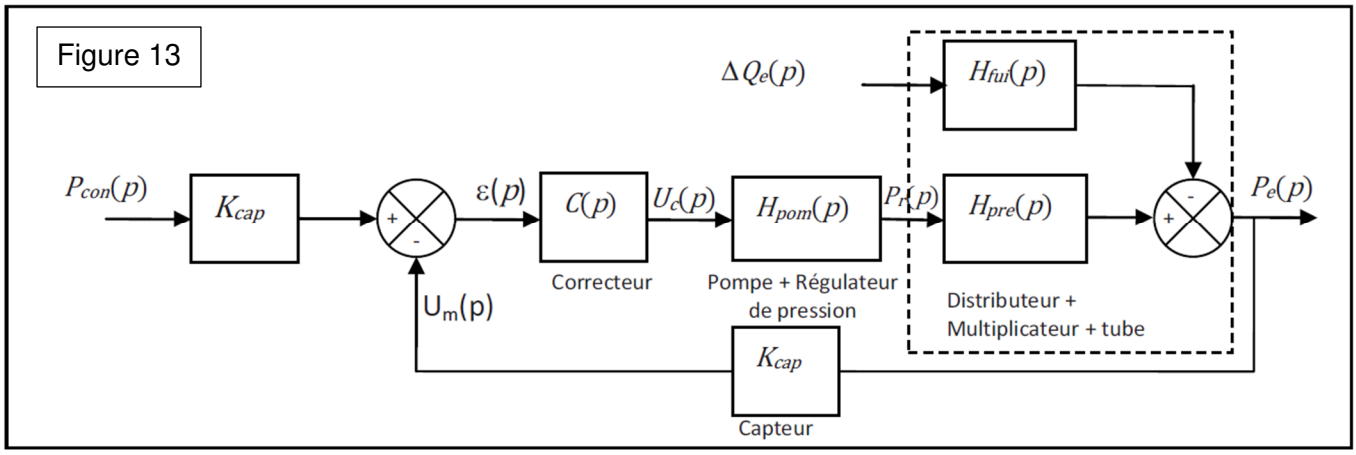
Question 11 A partir de ces réponses temporelles (DR3), **proposer** une expression numérique de la fonction de transfert en régulation Pe(p)/ΔQe(p). **Justifier** vos valeurs numériques par des tracés sur la courbe du document réponses.

5.2. Mise en place d'un asservissement en pression

Pour limiter l'erreur statique due aux fuites, on envisage d'asservir la pression d'eau dans le tube. L'objectif est ici de proposer un réglage du correcteur pour répondre aux critères du cahier des charges.

La pression d'eau à l'intérieur du tube est mesurée par un capteur de pression. Le schéma blocs de l'asservissement est défini 03 :

Figure 13



$P_{con}(p)$: pression de consigne d'eau dans le tube (Pa)
$P_e(p)$: pression d'eau dans le tube (Pa)
$U_c(p)$: tension de commande du régulateur de pression (V)
$P_r(p)$: pression d'huile régulée (Pa)
$\Delta Q_e(p)$: débit de fuite (m^3/s)
$U_m(p)$: tension de mesure du capteur (V)

Hypothèses :

- Quels que soient les résultats précédents, l'ensemble de mise sous pression {tube + distributeur + multiplicateur de pression} est défini par les transmittances suivantes :

$H_{pre}(p) = \frac{K_m}{1+T_1 p}$ et $H_{fui}(p) = \frac{K_f}{1+T_1 p}$ avec K_m = 3,24 SI; K_f = 2,55.10^{10} Pa/(m^3/s) ; T_1 = 10 s

- L'ensemble {pompe+régulateur de pression} est modélisé par la fonction de transfert : $H_{pom}(p) = \frac{K_{pom}}{1+T_2 p}$ avec K_{pom} = 1,234.10^7 Pa/V; T_2 = 5 s
- Le capteur est modélisé par un gain pur : K_{cap} = 2,5.10^{-8} V/Pa

La pression de consigne est de P_{con} = 800 bars et les débits de fuite sont estimés à ΔQ_e = 5.10^{-4} m^3/s.

On rappelle que le cahier des charges Figure 14 concernant le réglage de la pression de test est le suivant :

Id 1.2.1	Stabilité :	marge de phase de 60° marge de gain de 12 dB
Id 1.2.2	Rapidité :	temps d'établissement t_e < 40 s (défini ci-dessous)
Id 1.2.3	Précision :	erreur statique < 5% soit pour une consigne de 800 bars : erreur statique relative due à la consigne : $Ers_{con\%}$ < 5% erreur statique due à la perturbation Ers_{pert} < 40 bars
Id 1.2.4	Amortissement :	pas de dépassement

Figure 14

Dans le cas d'un système bouclé convenablement amorti, on pourra utiliser, sans aucune justification, la relation : $t_e.\omega_{0dB} = 3$ où ω_{0dB} désigne la pulsation de coupure à 0dB en boucle ouverte et t_e le temps d'établissement en boucle fermée vis-à-vis d'un échelon de consigne :

- $t_e = t_m$, temps du 1er maximum si le dépassement est supérieur à 5%,
- $t_e = t_{R5\%}$, temps de réponse à 5% si le dépassement est nul ou inférieur à 5%.

On envisage tout d'abord un correcteur de type proportionnel : $C(p) = K_p$

Analyse de la précision :

Question 12 Analyse de la précision sans débit de fuite :

a. Dans le cas où le débit de fuite ΔQ_e est nul, **calculer** la Fonction de Transfert en Boucle Ouverte du système $\mathrm{FTBO(p)} = \frac{\mathrm{U_m(p)}}{\varepsilon(\mathrm{p})}$, **préciser** la classe du système.

b. **Déterminer,** en fonction de K_p , Ers_{con} définie comme l'erreur statique pour une entrée consigne P_{con} de type échelon.

c. **Proposer** un réglage de K_p pour limiter $Ers_{con\%}$ à la valeur spécifiée dans le cahier des charges Id 1.2.3.

Question 13 Analyse de l'influence du débit de fuite sur la précision :

a. Dans le cas où la consigne de pression est nulle, **déterminer** en fonction de Kp la fonction de transfert en régulation définie par :

$$\mathrm{H_{pert}(p)} = \frac{\mathrm{P_e(p)}}{\Delta \mathrm{Q_e(p)}}$$

b. **En déduire,** en fonction de K_p , $\mathrm{Ers_{pert}} = \lim_{t\to+\infty} \mathrm{H_{pert}(p).\Delta Q_e(p)}$, définie comme l'erreur statique pour une perturbation ΔQ_e de type échelon, dans le cas où la consigne de pression est nulle.

c. **Proposer** un réglage de K_p pour limiter $\mathrm{Ers_{pert}}$ à la valeur spécifiée au cahier des charges Id 1.2.3.

Question 14 **Exprimer** la Fonction de Transfert en Boucle Fermée du système $H_{BF}(p) = \frac{P_e(p)}{P_{con}(p)}$ en fonction de K_p, pour un débit de fuite ΔQ_e supposé nul. **Proposer** un réglage de K_p pour vérifier le critère d'amortissement du cahier des charges Id 1.2.4. A partir des résultats des 2 questions précédentes, **conclure** quant au choix d'un correcteur proportionnel.

On se propose de corriger le système avec le correcteur défini sur le schéma blocs Figure 15 :

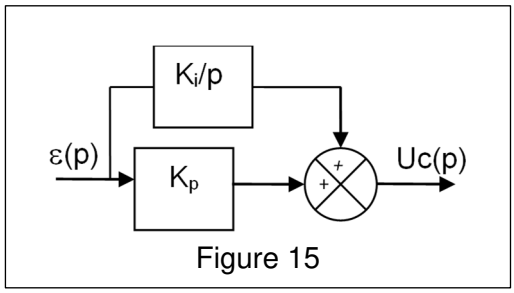


Figure 15

Question 15 Analyse du correcteur Proportionnel-Intégral :

a. **Déterminer** la fonction de transfert $C(p) = \frac{U_C(p)}{\varepsilon(p)}$ de ce correcteur, **faire** apparaître le rapport $T = \frac{K_p}{K_i}$.

b. **Tracer** sur le DR4 l'allure de son diagramme de Bode réel pour les valeurs $K_i = 10$ et $K_p = 10$.

c. **Quelle est** l'influence d'un tel correcteur sur la précision? **Justifier**.

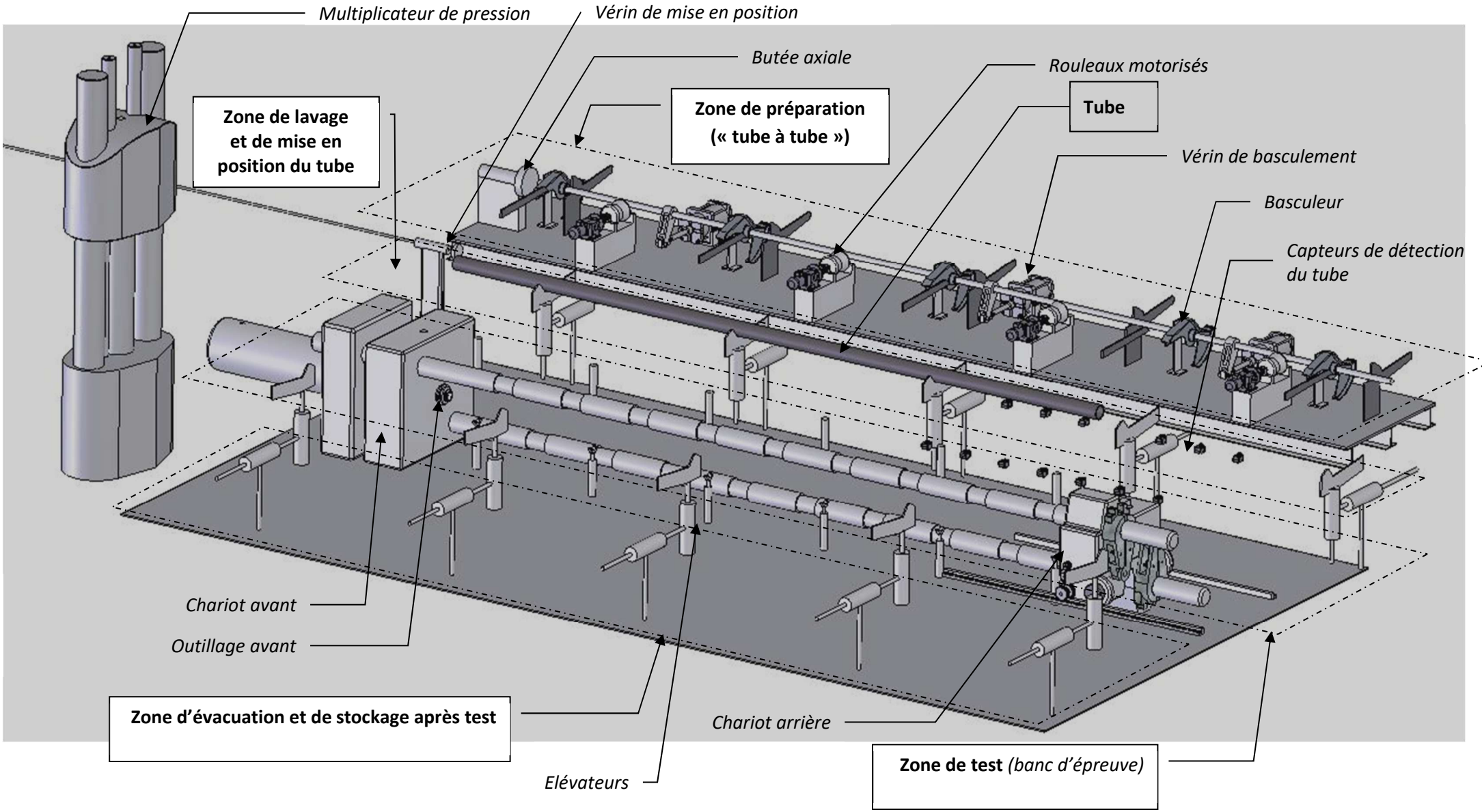
La figure du document réponses DR5 donne les diagrammes de Bode de la fonction de transfert en boucle ouverte corrigée avec le correcteur Proportionnel Intégral correctement réglé.

La figure du document réponses DR6 donne la réponse temporelle du système corrigé avec et sans débit de fuite pour une pression de consigne d'eau de 800 bars.

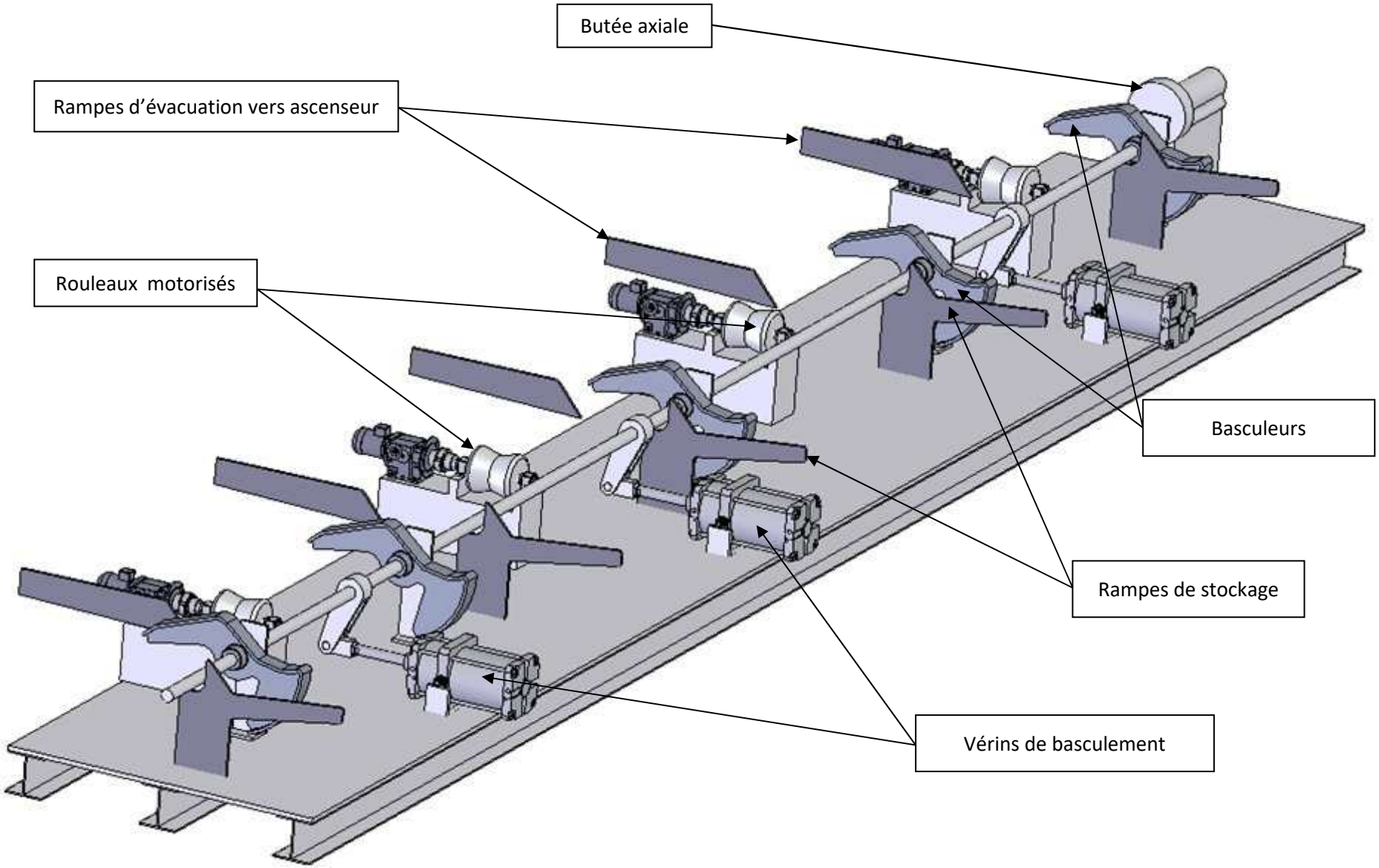
Question 16 La réponse du système **est-elle** satisfaisante au regard du cahier des charges ? **Justifier**.

*** fin de l'énoncé ***

ANNEXE 1 : Banc d'épreuve (tube en zone de lavage et mise en position)

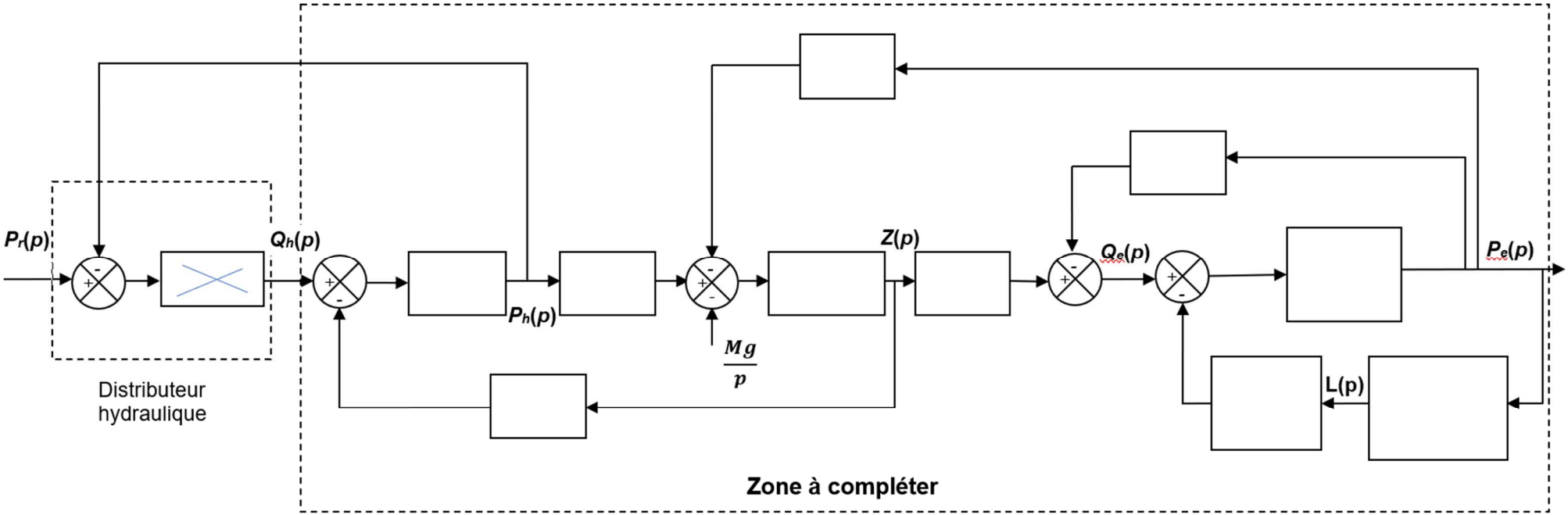


ANNEXE 2 : Zone de préparation du tube (le tube n'est pas représenté)

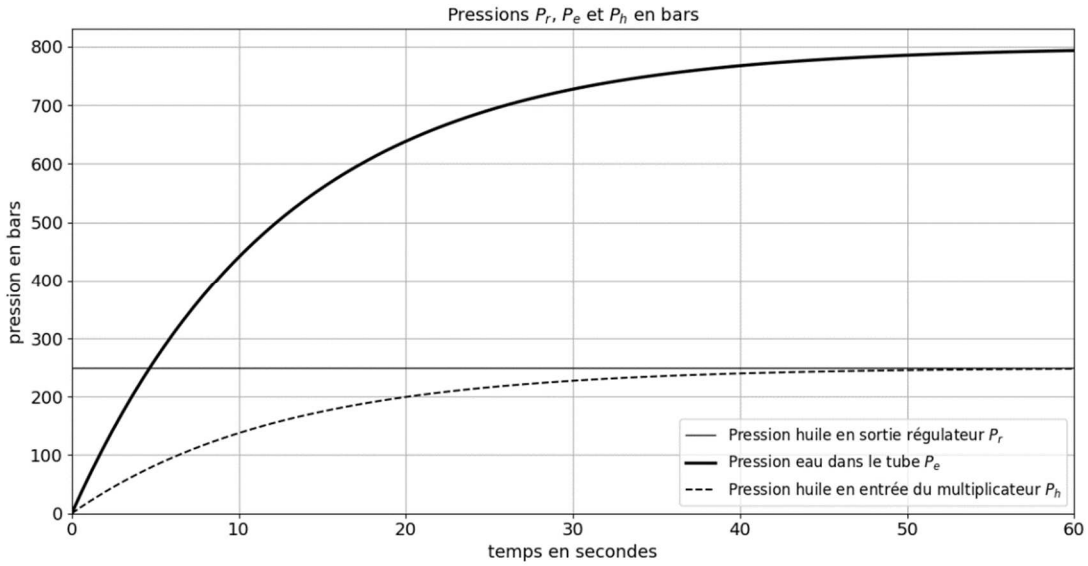


DOCUMENT RÉPONSES

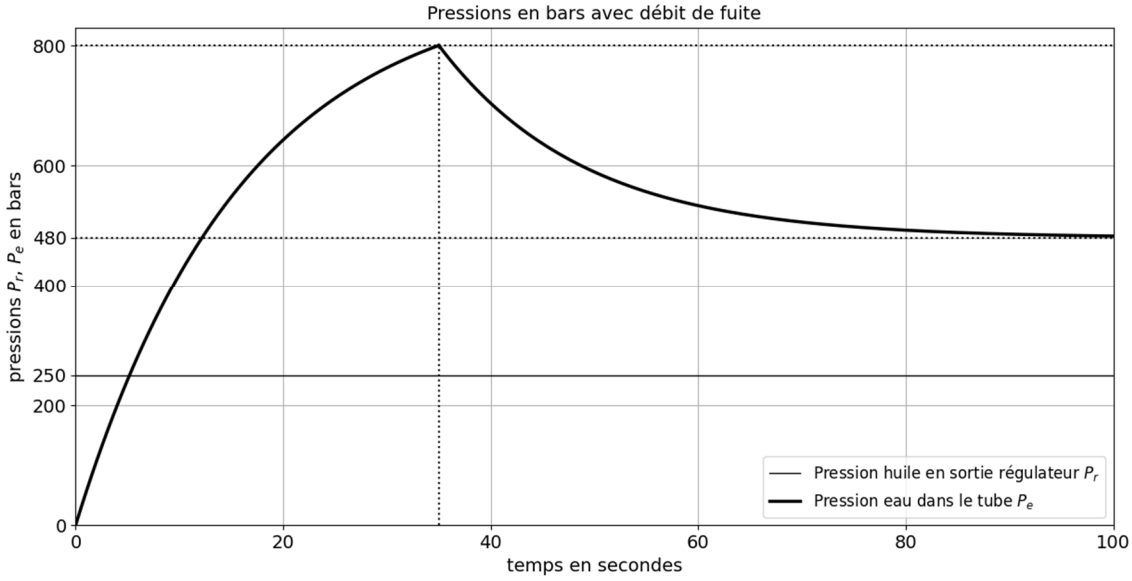
DR1



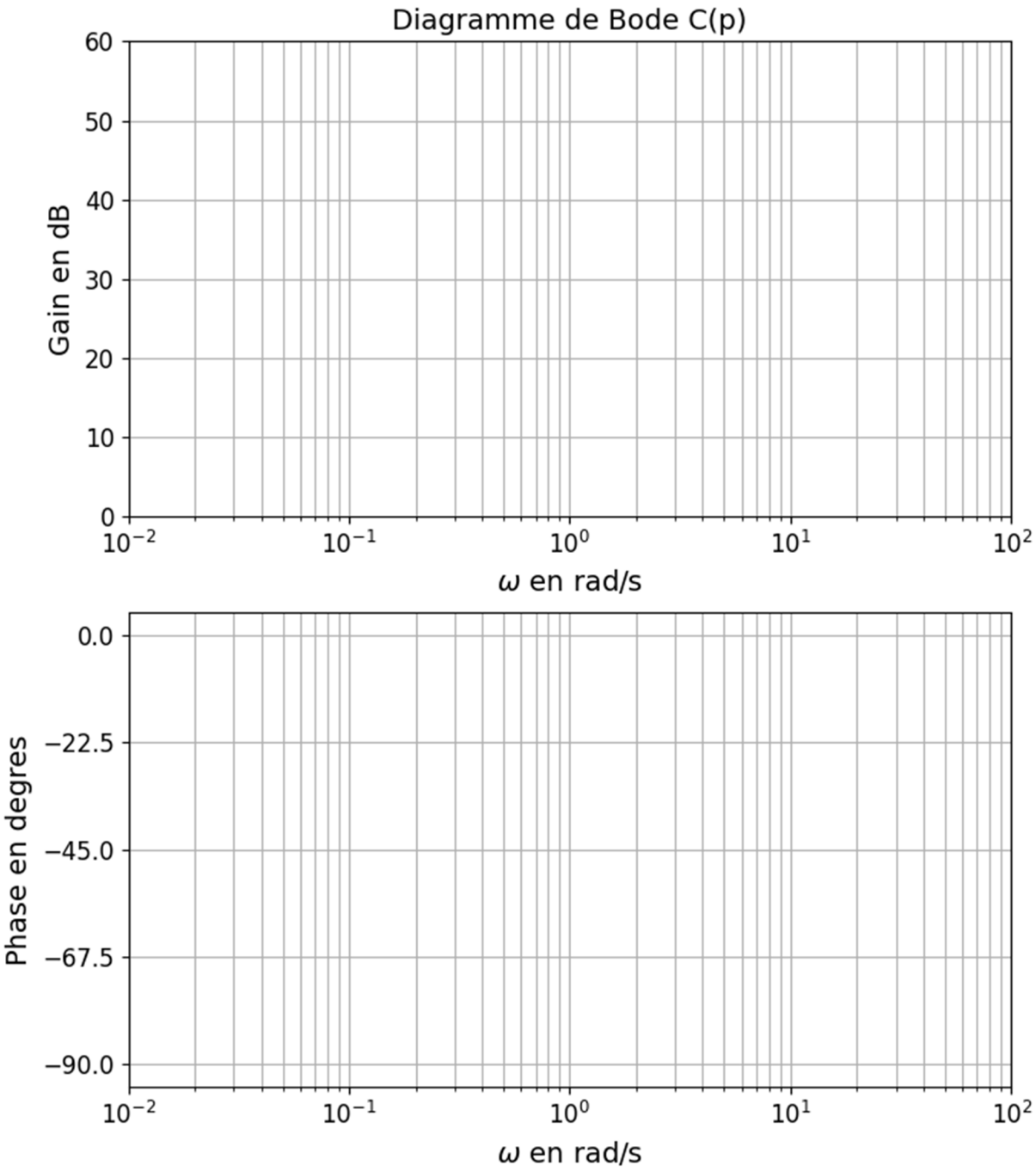
DR2


Pressions P_r, P_e et P_h en bars
pression en bars
temps en secondes
Pression huile en sortie régulateur P_r
Pression eau dans le tube P_e
Pression huile en entrée du multiplicateur P_h

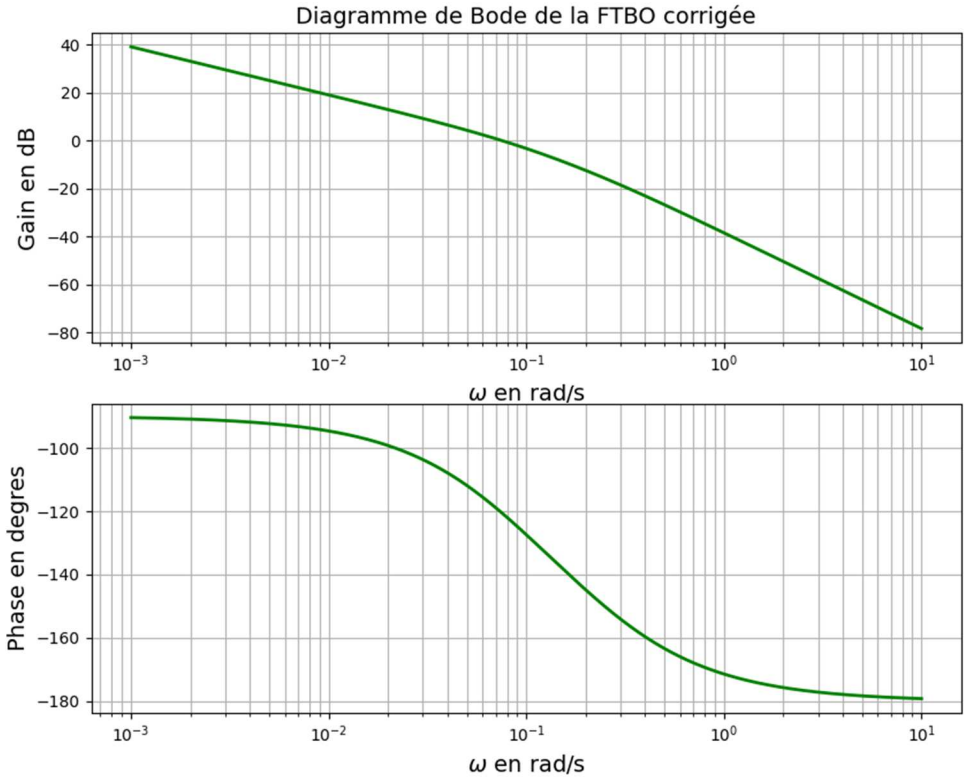
DR3


Pressions en bars avec débit de fuite
pressions P_r, P_e en bars
temps en secondes
Pression huile en sortie régulateur P_r
Pression eau dans le tube P_e

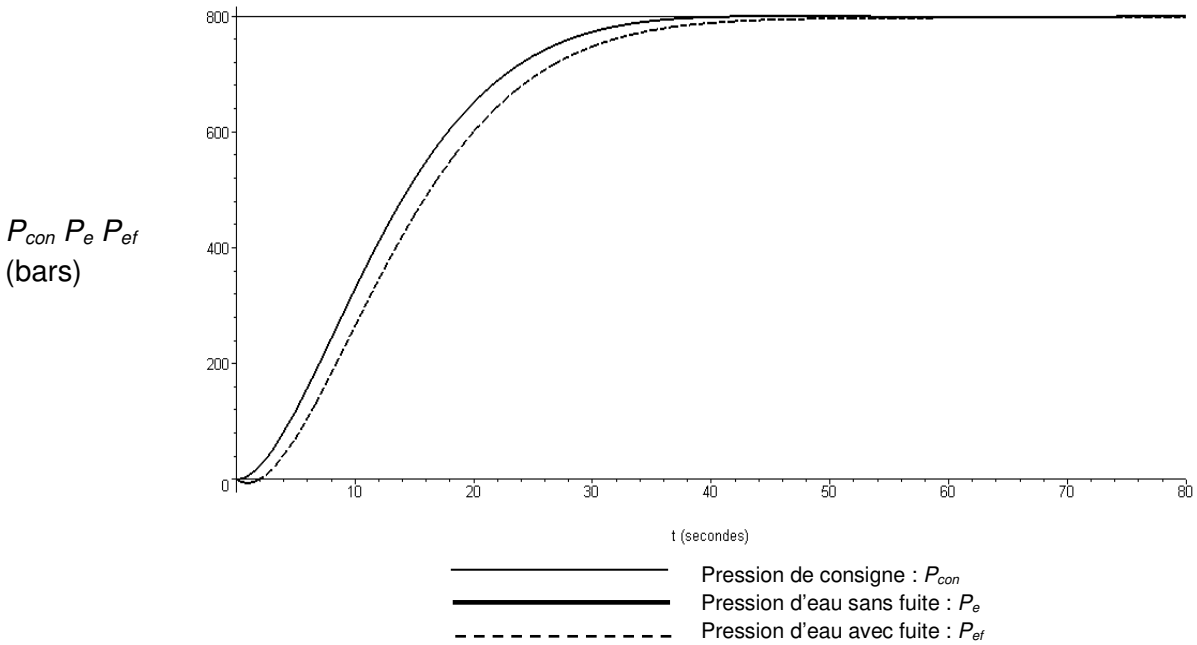
DR4


Diagramme de Bode C(p)
Gain en dB
60
50
40
30
20
10
0
10^{-2}
10^{-1}
10^{0}
10^{1}
10^{2}
ω en rad/s
Phase en degres
0.0
−22.5
−45.0
−67.5
−90.0
10^{-2}
10^{-1}
10^{0}
10^{1}
10^{2}
ω en rad/s

DR5


Diagramme de Bode de la FTBO corrigée
Gain en dB
40
20
0
−20
−40
−60
−80
10^{-3}
10^{-2}
10^{-1}
10^{0}
10^{1}
ω en rad/s
Phase en degres
−100
−120
−140
−160
−180
10^{-3}
10^{-2}
10^{-1}
10^{0}
10^{1}
ω en rad/s

DR6


P_{con} P_e P_{ef}
(bars)
800
600
400
200
0
10
20
30
40
50
60
70
80
t (secondes)
Pression de consigne : P_{con}
Pression d'eau sans fuite : P_e
Pression d'eau avec fuite : P_{ef}