

CI 2 – SLCI : ÉTUDE DU COMPORTEMENT DES SYSTÈMES LINÉAIRES CONTINUS INVARIANTS

DEVOIR MAISON 2 – SYSTÈME DE FREINAGE D'UN TGV DUPLEX

Présentation

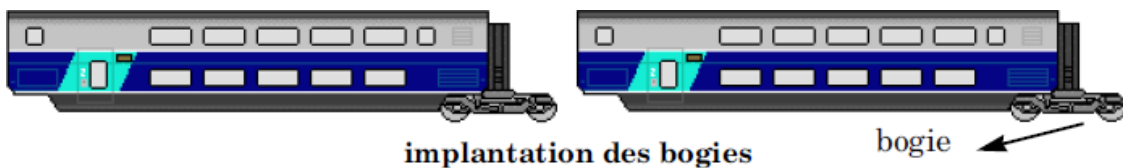
Pour satisfaire la croissance de la demande de ses usagers, la SNCF a besoin d'augmenter le nombre des passagers transportés sur les lignes TGV existantes. Pour y répondre, les constructeurs ont réalisé des voitures à deux étages, les TGV duplex, qui permettent d'accueillir plus de passagers par rame.

Parallèlement, ils souhaitent en augmenter la vitesse et la fréquence d'utilisation. Mais ces solutions sont limitées par la distance d'arrêt car il ne faut pas percuter la rame précédente, brutalement immobilisée.



Cette évidente condition de sécurité place les dispositifs de freinage au cœur des travaux d'innovation des ingénieurs. L'objet de cette étude est l'analyse du système de freinage mécanique à énergie pneumatique, installé sur les TGV Duplex vis-à-vis du critère de la validation partielle de l'une des prestations attendues : « le conducteur actionne le système de freinage pour ne pas percuter une autre rame ».

Une rame de TGV est composée de deux motrices et de huit voitures. La liaison avec les rails est assurée par bogies. Quatre d'entre eux, implantés sous les motrices, sont moteurs, les neuf autres, qualifiés de porteurs, sont positionnés entre deux voitures.



Pour l'étude proposée tous les bogies ont le même comportement. Un bogie porteur, dont une photo est donnée ci-contre, est un chariot à deux essieux et quatre roues. Il supporte en sa partie supérieure l'une des extrémités de la voiture et permet de suivre les courbes de la voie. Chacune des roues est équipée d'un système de freinage à disques et contribue à l'arrêt de la voiture. Dans cette étude, la masse de la rame, estimée à 420 000 kg, est supposée également répartie sur chacune des roues. Cette hypothèse permet de limiter l'étude à une roue, ses deux disques et les composants associés.



Dispositif d'anti-enrayage

Parmi les solutions utilisées pour le freinage des trains, on utilise un dispositif de frein à disque. L'inconvénient de ce type de système est le blocage des roues appelé aussi enrayage. Lors du blocage des roues, la distance de freinage peut être considérablement agrandi. Dans certains cas ce blocage peut mener au déraillement du train.

On appelle V_T ($V_T > 0$) la vitesse de translation du train et V_R ($V_R > 0$) l'opposée de la vitesse du point de contact appartenant à la roue par rapport au bogie. On appelle ν le glissement relatif au contact entre la roue et le rail. On a $\nu = 1 - \frac{V_R}{V_T}$. Ainsi en cas de blocage des roues $\nu = 1$ et $\nu = 0$ lorsqu'il n'y a aucune action de freinage.

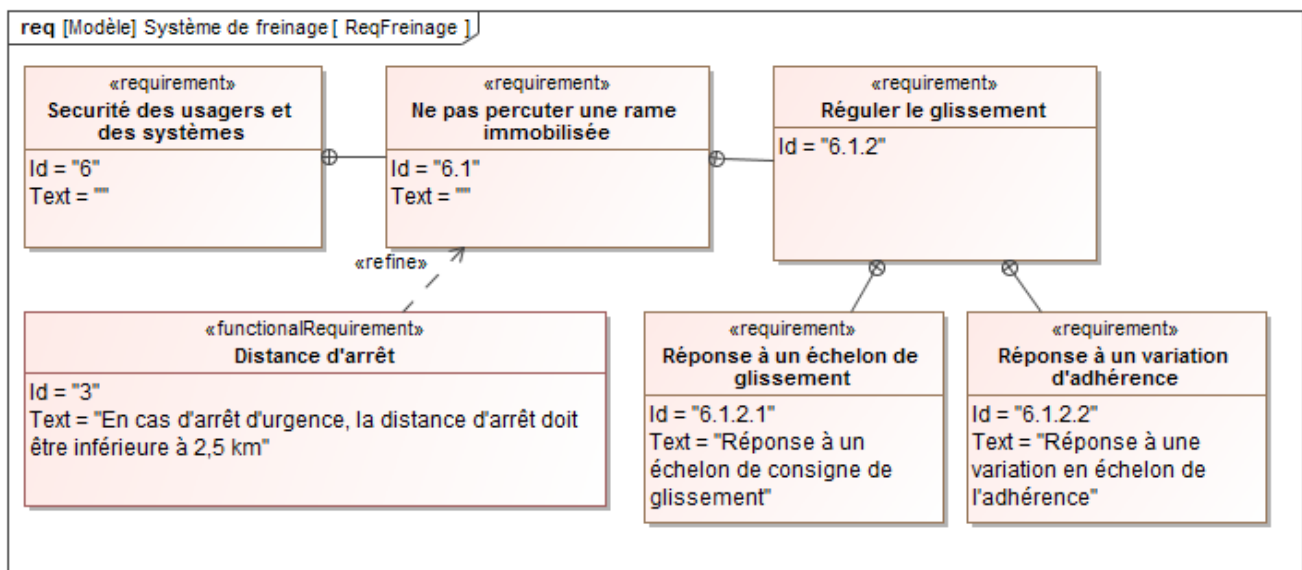
La réalisation de la régulation de glissement ne peut être effectuée directement, en particulier la seule mesure généralement disponible est celle de la vitesse V_R , aussi la vitesse V_T est obtenue par estimation. En « pratique », la mise en place de la chaîne de régulation du dispositif d'anti-enrayage du système de freinage est conçue de la façon suivante :

- elle est réalisée au travers de l'asservissement des vitesses des roues à une consigne de référence obtenue à partir de V_T ;
- la commande de l'actionneur est non linéaire, de type tout ou rien ;
- les algorithmes implémentés visent à optimiser le point de fonctionnement en vue de minimiser la distance de freinage.

Cependant, dans le cadre de cette étude, on supposera que :

- les vitesses V_R et V_T sont directement accessibles à la mesure, éventuellement entachées d'une erreur ;
- la régulation peut se ramener directement à celle du glissement ;
- le comportement de l'actionneur et de sa « commande rapprochée » est modélisé par une fonction de transfert linéaire correspondant à un comportement « moyen ».

On donne un extrait du cahier des charges associé au dispositif d'anti-enrayage.

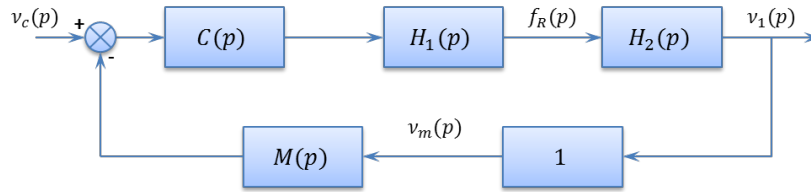


L'objectif est de valider les critères du cahier des charges ci-contre.

Exigence	Critère	Niveau	Flexibilité
6.1.2.1	Ecart en régime permanent	Nul	Aucune
	Temps du premier maximum	3,5 secondes	Maxi
	Dépassement	18%	Maxi
6.1.2.2	Ecart en régime permanent	Nul	Aucune
		9 secondes	Maxi

Modèle de connaissance du dispositif d'anti-enrayage

On suppose, pour la suite, que l'architecture de la boucle de régulation est représentée sur la figure suivante où v_c est la consigne de glissement.



- $H_1(p)$: fonction de transfert de l'actionneur de freinage (vérin pneumatique + électrovalve) ;
- $H_2(p)$: fonction de transfert de la roue au freinage ;
- $C(p)$: correcteur de la boucle de régulation ;
- $M(p)$: fonction de transfert de la chaîne de mesure du glissement obtenu à partir des vitesses V_T et V_R , cette chaîne comporte un filtre destiné à limiter l'impact des bruits de mesure ;
- v_m : glissement estimé à partir de V_T et de V_R .

On adoptera pour la suite :

$$H_1(p) = \frac{2000}{(1 + 0,1p + 0,01p^2)} \quad (1)$$

$$M(p) = \frac{1}{(1 + 0,05p)} \quad (2)$$

$$v_1(t) + \frac{I \cdot V_{T0}}{r^2 M g f'(v_0)} \dot{v}_1(t) = \frac{1}{M g f'(v_0)} f_R(t) \quad (3)$$

Les données numériques utilisées sont les suivantes : $M = 8200 \text{ kg}$, $V_T = 200 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$, $I/r^2 = 400 \text{ kg}$, $g = 10 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$

Vérification du cahier des charges vis-à-vis de la consigne de glissement

Le correcteur de la boucle de régulation du dispositif d'anti-enrayage est de cette forme :

$$C(p) = K_r \left(1 + \frac{1}{T_i p} \right)$$

L'objectif de cette partie est de vérifier que le correcteur permet de satisfaire le cahier des charges. Cette vérification concerne d'une part les performances vis-à-vis des variations de la consigne de glissement : temps du 1^{er} maximum, dépassement, écart en régime permanent et d'autre part la réponse vis-à-vis des variations d'adhérence.

Question 1

Mettre la relation (3) dans le domaine de Laplace et exprimer $H_2(p)$.

Question 2

Calculer la fonction de transfert en boucle fermée du système. On la notera $F(p)$:

$$F(p) = \frac{v_1(p)}{v_c(p)}$$

Question 3

Calculer l'écart statique du système.

Pour la suite, on adoptera la relation suivante :

$$F(p) = \frac{v_1(p)}{v_c(p)} = \frac{K_f(1 + \tau_1 p)}{(1 + \tau_2 p)^2}$$

Question 4

Donner la fonction de transfert associée à une entrée échelon.

Question 5

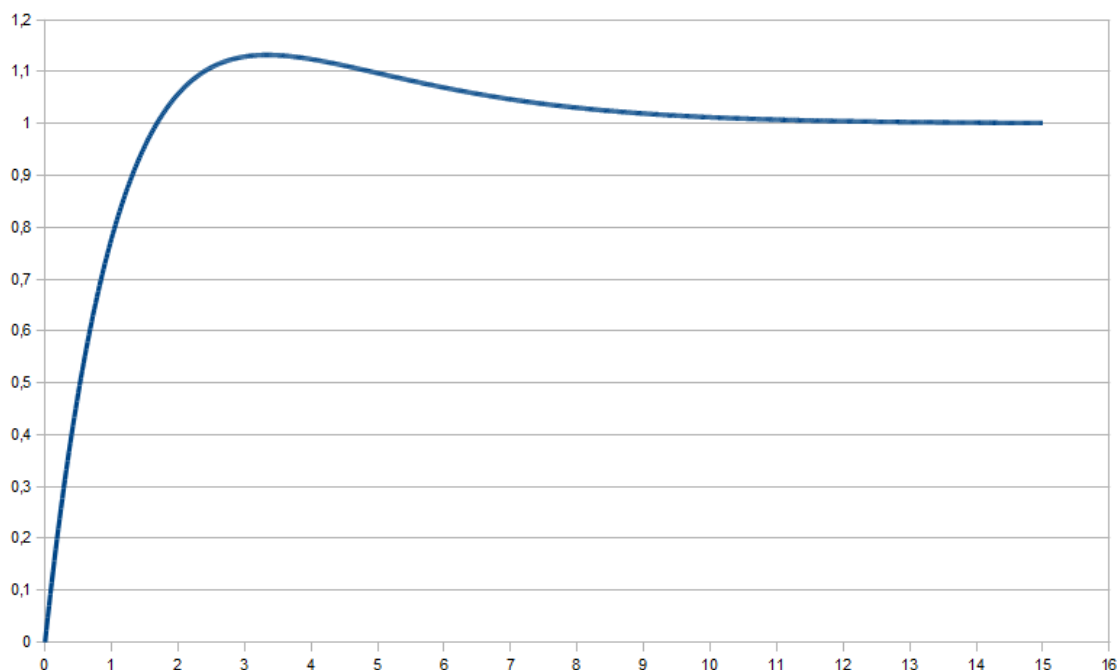
Calculer la réponse temporelle du système pour une entrée indicielle (réponse à un échelon). Vous détaillerez les étapes permettant de calculer la décomposition en éléments simples. On donne pour cela :

$$\mathcal{L} [t^n e^{-at}] = \frac{n!}{(p+a)^{n+1}}$$

Question 6

A partir de la réponse temporelle, donner une **méthode** permettant de calculer le premier dépassement.

La courbe donnée par la réponse indicielle est donnée ci-dessous.



Question 7

A partir de la courbe, donner :

- le temps du premier dépassement ;
- le dépassement en pourcentage.

Vous indiquerez les relevés effectués sur la courbe donnée en fin de sujet.

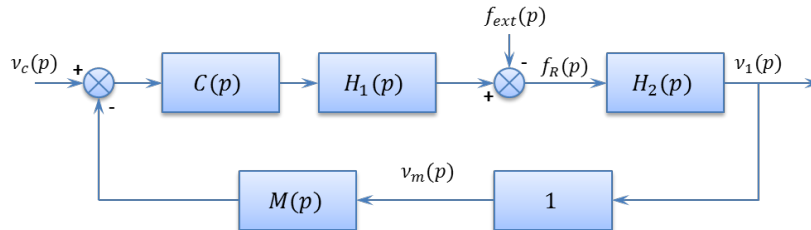
Question 8

À partir de ces mesures, peut-on dire que le cahier des charges est vérifié ?

Analyse des performances temporelles en réponse à des variations d'adhérence

La variation d'adhérence peut être modélisée en première approximation comme une force perturbatrice externe additive f_{ext} . On admet que cette modélisation conduit au schéma bloc représenté sur la figure 14.

On se propose dans cette partie d'évaluer les performances de la chaîne de régulation de freinage vis à vis de cette perturbation.



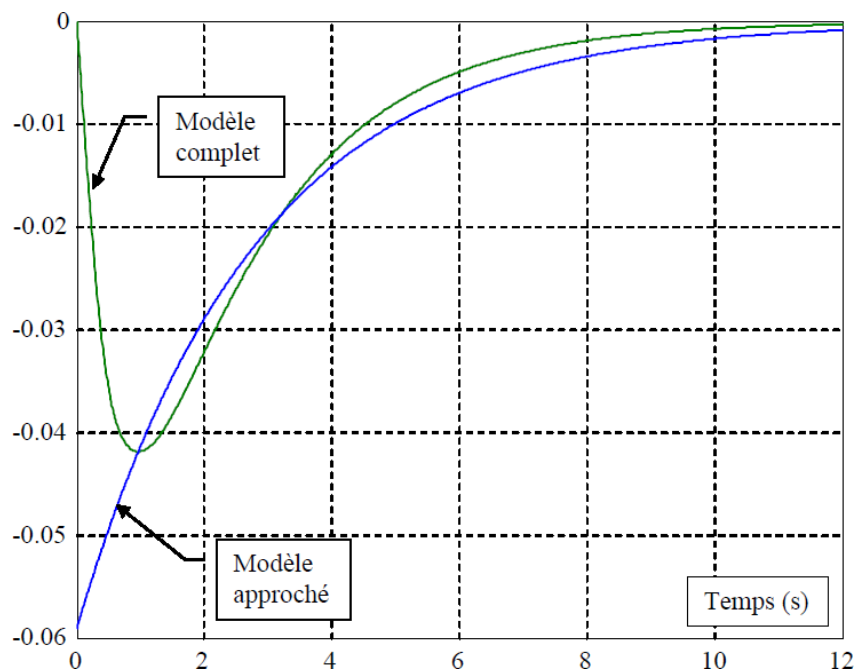
Question 9

En utilisant le théorème de superposition et donc en tenant compte de la perturbation, calculer $v_1(p)$ en fonction de $F_{ext}(p)$ et $v_c(p)$.

Question 10

Quel sera l'écart statique si le système est sollicité par une entrée $v_c(p)$ indicielle et une perturbation $f_{ext}(p)$ indicielle.

On donne le tracé de la réponse temporelle à une variation en échelon de l'adhérence.



Grâce au modèle approché, il est possible de modéliser le fonctionnement du système par une fonction de transfert du premier ordre. Une fonction de transfert du premier ordre est donnée par la relation suivante :

$$G(p) = \frac{K_G}{1 + \tau_G p}$$

Question 11

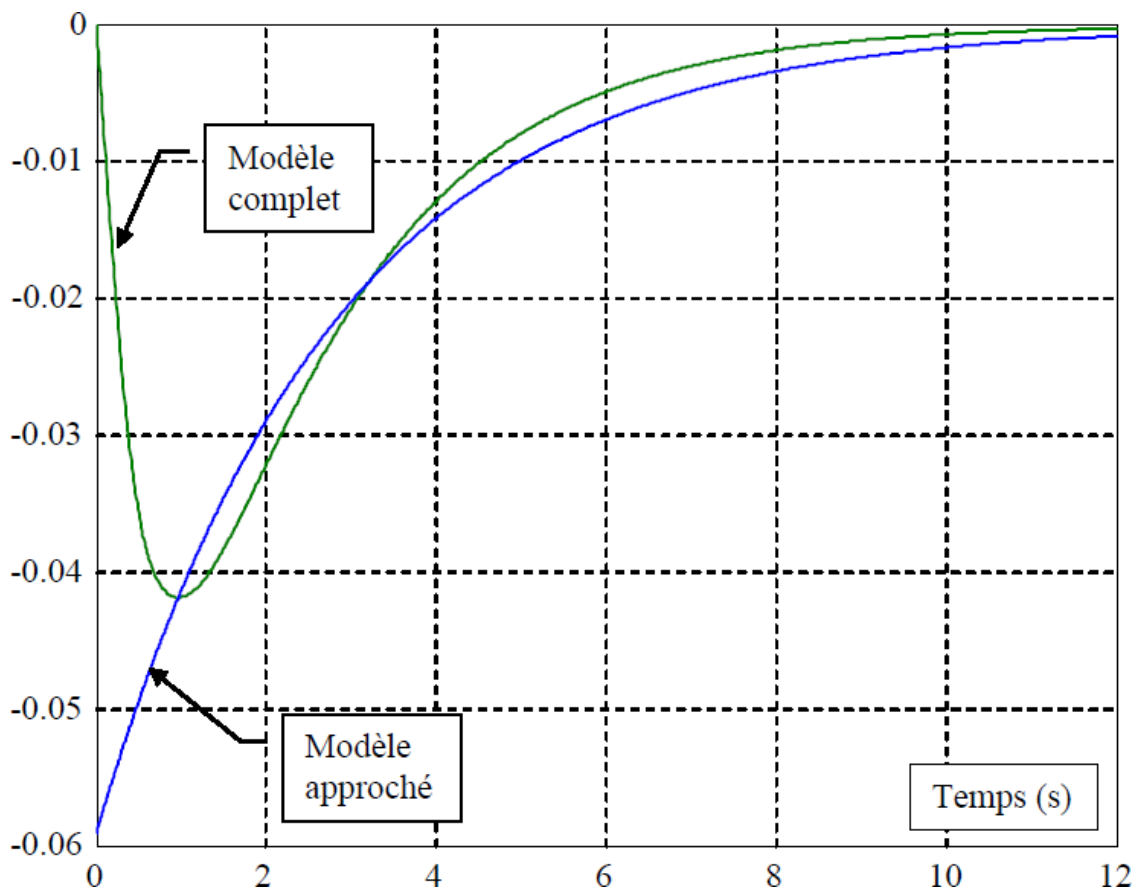
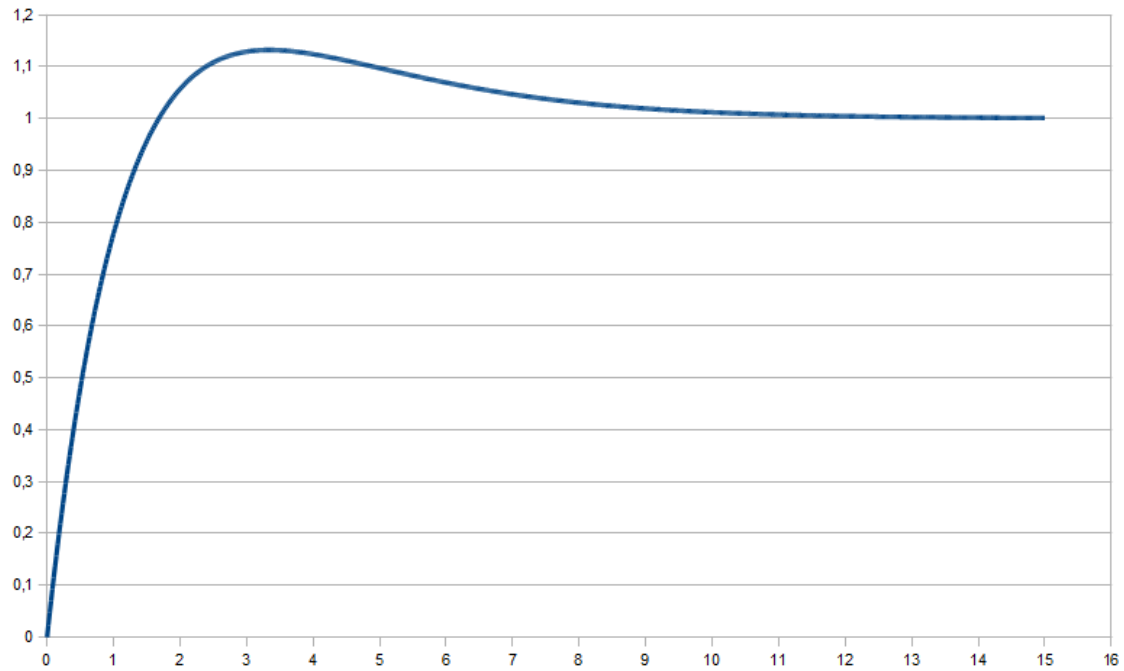
A partir de la lecture de la courbe, donner la constante de temps τ_G du système par la méthode de votre choix. Indiquer vos relevés sur les courbes en fin de sujet.

Question 12

A partir de la lecture de la courbe, donner le temps de réponse à 5%.

Question 13

Conclure sur les performances obtenues vis-à-vis des exigences du cahier des charges à des variations de l'adhérence.



Compléments

Calcul théorique de l'écart statique

Méthode 1

Dans le cas où $e(t)$ et $s(t)$ sont des grandeurs de même nature physique (même unité), l'écart statique peut être calculé ainsi :

$$\varepsilon_s = \lim_{t \rightarrow +\infty} |s(t) - e(t)|$$

Méthode 2

On peut montrer que :

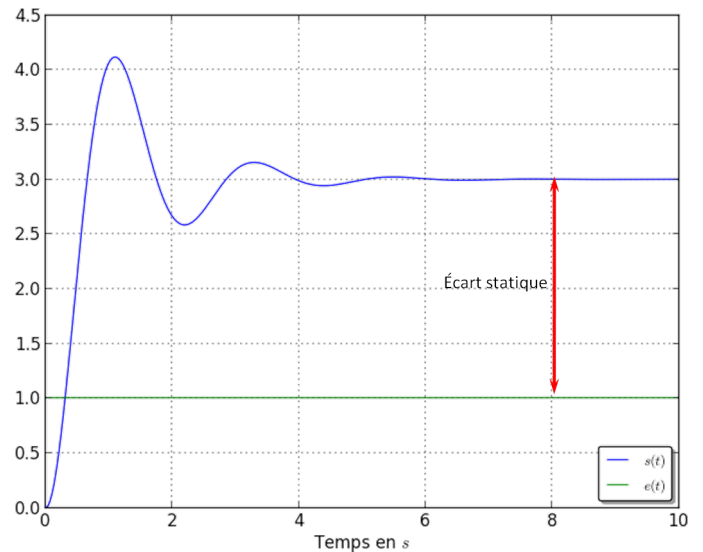
$$\varepsilon_s = \lim_{t \rightarrow +\infty} \varepsilon(t)$$

Par passage au théorème de la valeur finale on a donc :

$$\varepsilon_s = \lim_{t \rightarrow +\infty} \varepsilon(t) = \lim_{p \rightarrow 0} p \varepsilon(p)$$

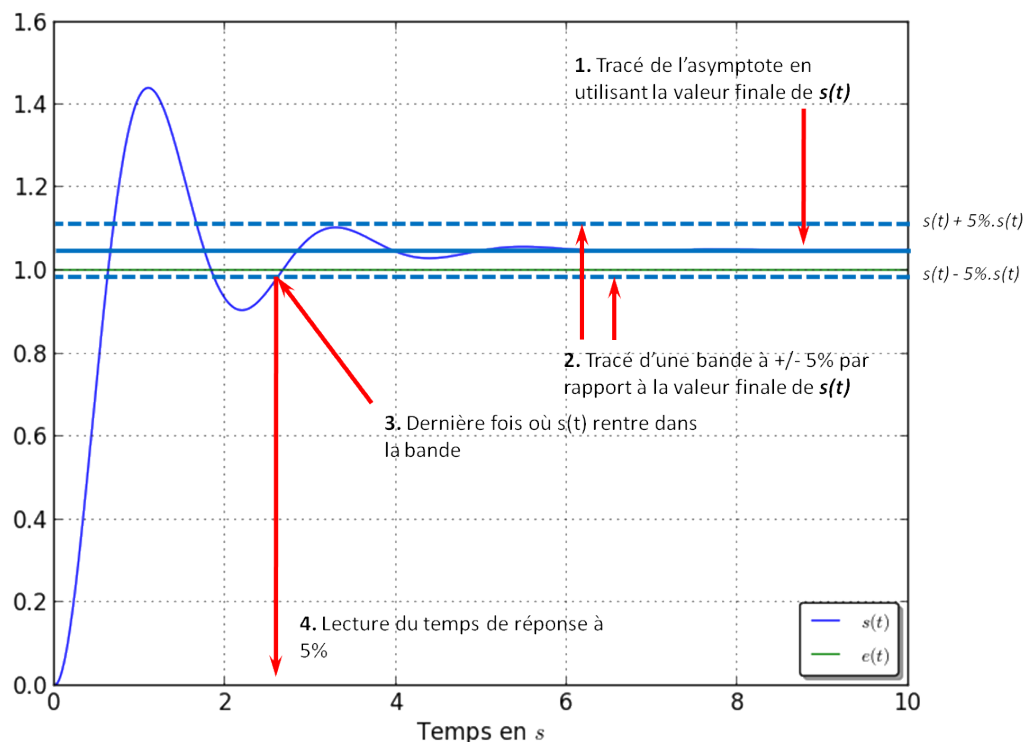
Méthode

Détermination graphique de l'écart statique



L'entrée et la sortie doivent être de même nature.

Détermination graphique du temps de réponse à 5%



Dépassement

Le premier dépassement s'exprime ainsi (en pourcentage) : $D_{1\%} = \frac{\Delta_1}{\Delta}$.

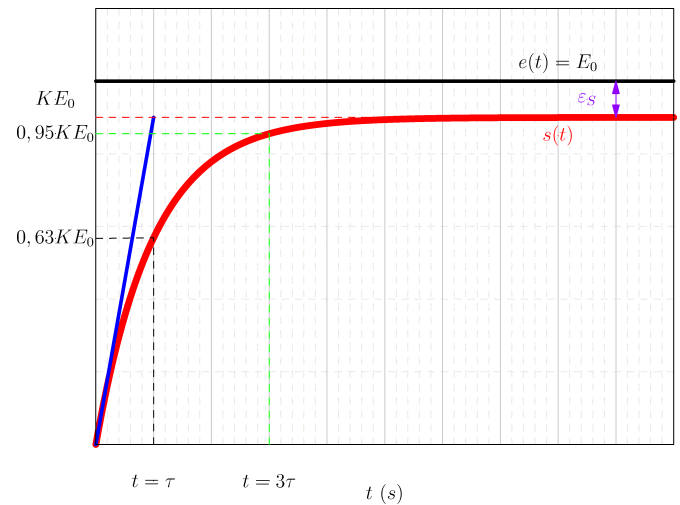
Détermination de la constante de temps pour un système assimilable à un premier ordre

L'allure de la réponse indicielle d'un système d'ordre 1 est donnée sur la figure suivante. Il existe 3 caractéristiques qui permettent de les identifier :

- une tangente non nulle à l'origine ;
- pas de dépassement ;
- une tangente horizontale en l'infini.

On note τ la constante de temps d'un système d'ordre 1. τ peut être déterminé de trois façons différentes :

1. On trace l'asymptote de la courbe lorsque t tend vers l'infini et la tangente à l'origine. L'abscisse de l'intersection est τ .
2. Á 95% de la valeur finale, le temps mesuré vaut 3τ .
3. Á 63% de la valeur finale, le temps mesuré vaut τ .



Méthode