

TIPE : Modélisation des amortissements

Eric BONIN - Adrien CALENDRON - Thibaut SCHWENDER

2004-2005

Dernière mise à jour : 6 juin 2005

Table des matières

I	Introduction	3
II	Etude théorique	4
1	Schémas équivalents de systèmes d'amortissement	4
1.1	Système simple série	4
1.2	Système composé série	5
1.3	Montage parallèle	5
2	Réponses théoriques	6
2.1	Réponses libres non amorties	6
2.2	Réponses libres amorties	7
2.2.1	cas $0 < m < 1$: régime pseudo-périodique amorti	7
2.2.2	cas $m > 1$: régime apériodique amorti	8
2.2.3	cas $m = 1$: régime critique	8
2.3	Réponses en régime forcé	9
3	Modélisation physique d'une suspension de véhicule	10
3.1	Prise en compte du pneu	10
3.2	Exemple sans amortissement : $\alpha_1 = \alpha_2 = 0$	12
III	Etude pratique d'un système	13
4	Simulation sous PSpice	13
5	Réalisation électronique	14
6	Réalisation mécanique	16
6.1	Etude d'un système d'amortissement	16
6.2	Tentative de modélisation d'un système d'amortissement	17
6.2.1	préliminaire	17
6.2.2	système amortisseur	17
IV	Systèmes actuels et futurs	18
7	Principaux inconvénients des systèmes actuels, passifs	18

8	Recherche d'un système actif	18
8.1	Recherche d'un concept amélioré	18
8.1.1	le capteur	18
8.1.2	le système actif de l'amortissement	19
8.1.3	correcteur d'assiette	21
8.2	Présentation d'un système industriel en cours d'étude : le système Bose	23
V	Conclusion	26
VI	Annexe	27

Première partie

Introduction

A l'apparition de l'automobile, le confort ne faisait pas partie des priorités contrairement à aujourd'hui. On peut définir ce qui assure le confort des passagers en trois parties : le pneumatique, la suspension puis le siège. Depuis le XVème siècle, les diligences, les chariots avaient des suspensions : ressort à lames, puis hélicoïdal... Quant aux pneus, il ne s'agissait que de simples bandages de caoutchouc plein assez durs, mais leur but était surtout de réduire le bruit du cerclage sur les pavés... Puis vient l'apparition du pneu par Dunlop en 1888 et celle de la chambre à air démontable par Michelin en 1895. Enfin, des solutions de suspension de plus en plus complexes virent le jour au siècle dernier, dont les suspensions dites passives puis récemment les suspensions dites semi-actives (parfois improprement dénommée active).

Nous allons étudier théoriquement quelques systèmes de suspension passive en ayant préalablement modélisé la solution retenue. Puis nous aborderons quelques expériences pratiques afin de connaître la réponse réelle du système en fonction d'événements extérieurs, avant de s'intéresser à d'autres types de suspension pour automobile envisageables, en cours de recherche ou entièrement actifs et fonctionnels mais non encore commercialisés.

Dans ce dossier, nous nous intéresserons plus particulièrement au problème soulevé par toute suspension destinée à l'automobile : est-il possible d'améliorer encore le compromis entre tenue de route et confort des passagers ? En quoi une suspension complètement active peut-elle être en faveur du développement durable ?

Deuxième partie

Etude théorique

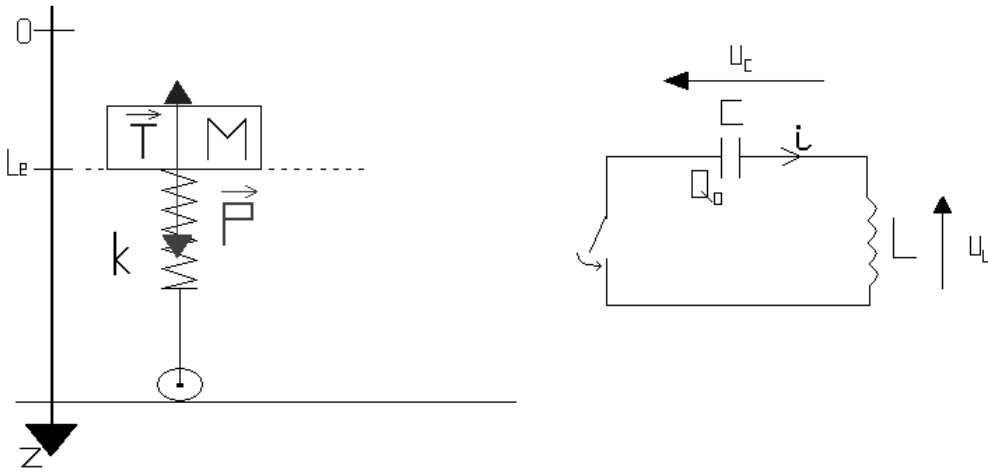
Dans toute cette partie, on notera :

- k la constante de rigidité du ressort (en N/m)
- α le coefficient d'amortissement (en N.s/m)
- M la masse retenue par le ressort (en kg)
- $\vec{E}(t)$ une force extérieure qui sert à exciter le système (en N)

1 Schémas équivalents de systèmes d'amortissement

1.1 Système simple série

On peut modéliser un système d'amortissement par un simple ressort qui par analogie peut se représenter électriquement par un condensateur C monté en série avec une inductance L :



L'équation générale du mouvement pour la partie mécanique nous donne par application du principe fondamentale de la dynamique (PFD) :

$$\begin{aligned}\Sigma \vec{F} &= M \vec{a} \\ \vec{P} + \vec{T} &= M \vec{a} \\ kLe - kz &= M\ddot{z} \\ M\ddot{Z} + kZ &= 0\end{aligned}$$

avec $Z = z - Le$

On pourra introduire une pulsation propre $\omega_0^2 = k/M$

De même, l'étude du circuit LC sur la charge q nous amène à :

$$\begin{aligned}u_L + u_C &= 0 \\ L\ddot{q} + q/C &= 0\end{aligned}$$

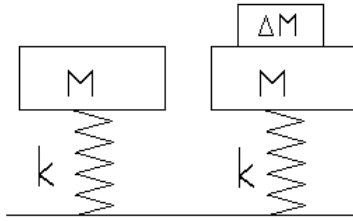
On introduira une pulsation propre $\omega_0^2 = 1/(LC)$

Dans les deux cas, on obtient un régime périodique non amorti dont la période T vaut : $T = 2\pi/\omega_0$. La réponse théorique du déplacement du système *masse + ressort* pourra donc être comparée électriquement à l'évolution de la charge sur le condensateur, et donc du courant i dans le circuit. Ceci permet donc de simplifier l'étude pratique d'un système mécanique, car il est plus aisé d'acquérir un signal électrique plutôt que de mesurer approximativement un déplacement. On pourra faire ici des analogies entre la masse M , la raideur k du ressort, l'inductance L et la capacité C du condensateur grâce au coefficient ω_0 .

Pratique : mesure du coefficient de raideur k

On peut le déterminer par deux méthodes :

- Méthode statique : utilisation de la loi de Hooke
 k est égale à la pente de la droite $T = -kz$. Pour une masse connue, on mesure l'allongement et on en déduit k . On peut affiner le résultat en effectuant une moyenne des valeurs obtenues pour différentes masses données.
- Méthode dynamique : dite des surcharges



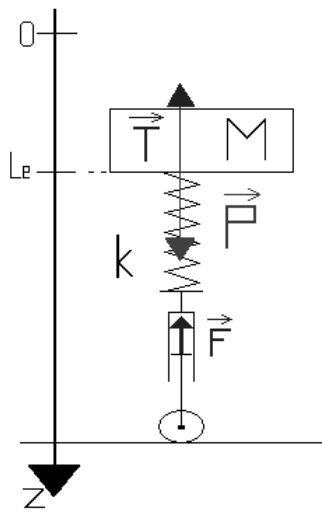
On a : $\omega_0^2 = k/M$ et $\omega_1^2 = k/(M + \Delta M)$ donc $\Delta M/k = 1/\omega_1^2 - 1/\omega_0^2$ d'où la valeur de k d'après la mesure des périodes d'oscillations.

Dans la réalité, les vibrations libres obtenues précédemment n'existent pas car il y a toujours amortissement au cours du temps, l'amplitude des oscillations diminue avec le temps. Le vecteur d'amortissement s'oppose au mouvement et sera donc dans le sens opposé du vecteur vitesse. Ici, on considère que l'amortissement est proportionnel à la vitesse.

1.2 Système composé série

On peut associer en série deux ressorts de raideur k_1 et k_2 , mais pour le système on obtient alors une nouvelle tension $T = -k_1 z_1 = -k_2 z_2 = -kz$ avec $z = z_1 + z_2$ donc $1/k = 1/k_1 + 1/k_2$. On pourra donc simplifier le montage avec un seul ressort équivalent.

Le montage en série du ressort et de l'amortisseur n'a d'intérêt que la pratique, car son étude théorique n'est pas aisée (il s'agit du modèle dit de Maxwell qui permet d'effectuer une analogie mécanique pour un fluide visco-élastique). Nous étudierons donc ce système que par l'intermédiaire de l'expérience car le montage est beaucoup plus simple que pour le système parallèle du ressort et de l'amortisseur.

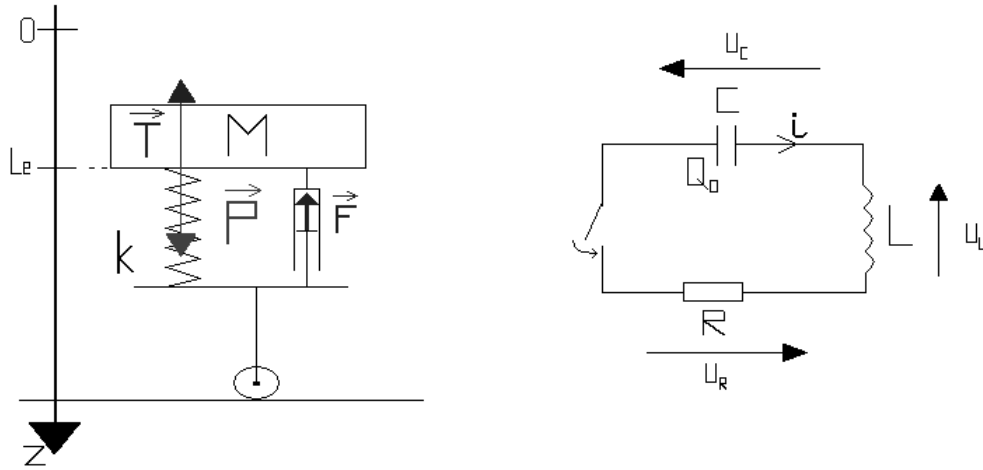


Nous ne rechercherons pas de modèle électronique de ce type de montage qui ne voit pas d'intérêt particulier dans la pratique pour une suspension de véhicule.

1.3 Montage parallèle

Tout comme précédemment, on peut associer en parallèle deux ressorts de raideur k_1 et k_2 , mais pour le système on obtient alors une nouvelle tension $T = -k_1 z - k_2 z = -kz$ avec $k = k_1 + k_2$: on préférera donc étudier le système avec un seul ressort de raideur équivalente la somme des raideurs en parallèle.

Considérons le montage parallèle *ressort + amortisseur* ainsi que le circuit RLC série :



Par application du PFD on obtient :

$$\begin{aligned}\Sigma \vec{F} &= M \vec{a} \\ \vec{P} + \vec{T} + \vec{F} &= M \vec{a} \\ kLe - kz - \alpha \dot{z} &= M \ddot{z} \\ M \ddot{Z} + \alpha \dot{Z} + kZ &= 0\end{aligned}$$

avec $Z = z - Le$

On introduira une pulsation propre $\omega_0^2 = k/M$
et un nouveau coefficient d'amortissement m tel que $2m\omega_0 = \alpha/M$

Quant au circuit électrique on a :

$$\begin{aligned}u_L + u_R + u_C &= 0 \\ L\ddot{q} + R\dot{q} + q/C &= 0\end{aligned}$$

On introduira la pulsation propre $\omega_0^2 = 1/(LC)$
ainsi qu'un nouveau coefficient d'amortissement m tel que $2m\omega_0 = R/L$

Cette fois-ci, on peut effectuer une analogie plus précise entre les différents paramètres car on peut établir une équivalence entre :

- la masse M et l'inductance L
- la raideur k et l'inverse de la capacité C
- l'amortissement α et la résistance R

Dans les deux cas, le régime obtenu dépend de la valeur du coefficient m . Trois cas seront à envisager : les cas $0 < m < 1$, puis $m > 1$ et enfin $m = 1$.

2 Réponses théoriques

2.1 Réponses libres non amorties

Dans les cas des systèmes simple série et composé série, on peut toujours se ramener à l'étude d'une seule masse équivalente M et d'un ressort k . On obtiendra alors une équation différentielle du type : $\ddot{Z} + \omega_0^2 Z = 0$

La réponse sera du type :

$$Z(t) = A \cos(\omega_0 t) + B \sin(\omega_0 t) \quad \text{avec } (A, B) \in \mathbb{R}^2$$

Les conditions initiales ($Z(0) = Z_0$ et $\dot{Z}(0) = \dot{Z}_0$) permettront d'établir que :

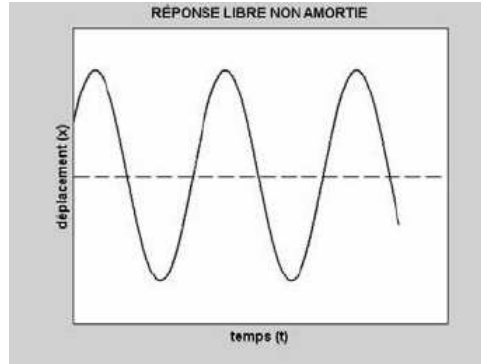
$$Z(t) = Z_0 \cos(\omega_0 t) + \frac{\dot{Z}_0}{\omega_0} \sin(\omega_0 t)$$

qui peut également se mettre sous la forme :

$$Z(t) = A \cos(\omega_0 t - \varphi)$$

où A est l'amplitude telle que $A = \sqrt{Z_0^2 + (\frac{\dot{Z}_0}{\omega_0})^2}$ et φ le déphasage tel que $\cos(\varphi) = \frac{Z_0}{A}$ et $\sin(\varphi) = \frac{\dot{Z}_0/\omega_0}{A}$

Voici l'allure de la réponse :



Un tel système n'est donc pas envisageable pour un amortisseur de véhicule, même si pratiquement il existe toujours un coefficient d'amortissement qui va arrêter les oscillations au bout d'un certain temps. On souhaite donc obtenir un système qui amortisse plus rapidement la caisse ; c'est pourquoi on envisage l'étude théorique du système suivant.

2.2 Réponses libres amorties

On recherche un temps de retour à la position d'équilibre qui soit minimal. On sépare l'étude du montage parallèle *ressort + amortisseur* en trois sous-cas différents pour la même équation différentielle :

$$\ddot{Z} + 2m\omega_0 \dot{Z} + \omega_0^2 Z = 0$$

d'équation caractéristique (EC) $r^2 + 2m\omega_0 r + \omega_0^2 = 0$ et de discriminant réduit $\Delta = \omega_0^2(m^2 - 1)$

2.2.1 cas $0 < m < 1$: régime pseudo-périodique amorti

Dans ce cas, les racines $r_{1/2}$ de (EC) sont imaginaires : $r_{1/2} = \omega_0[-m \pm j\sqrt{1-m^2}]$

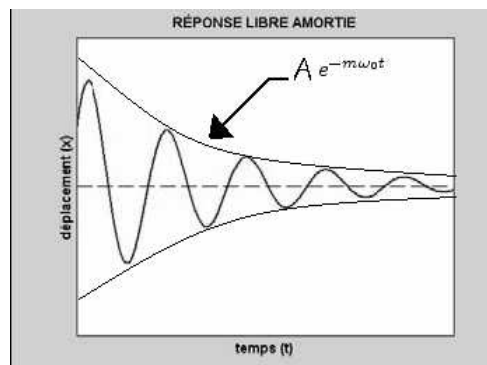
La réponse sera du type :

$$Z(t) = (C_1 \cos(\Omega t) + C_2 \sin(\Omega t)) e^{-m\omega_0 t} \quad \text{avec } (C_1, C_2) \in \mathbb{R}^2 \text{ et } \Omega = \omega_0 \sqrt{1-m^2}$$

Les conditions initiales $Z(0) = Z_0$ et $\dot{Z}(0) = \dot{Z}_0$ fixeront C_1 et C_2 , et on pourra de même mettre le résultat sous la forme :

$$Z(t) = A \cos(\Omega t - \varphi) e^{-m\omega_0 t} \quad \text{où } A \text{ est l'amplitude et } \varphi \text{ le déphasage}$$

Voici l'allure de la réponse :



On constate que l'amortissement tend à ramener le système vers sa position d'équilibre initiale en réduisant l'amplitude de la vibration. De plus, la fréquence des oscillations est plus faible que dans le cas non amorti ($\Omega = \omega_0 \sqrt{1 - m^2} < \omega_0$). On notera la présence des enveloppes exponentielles.

Ce système pourrait satisfaire un certain confort pour les passagers du véhicule à condition que m ne soit pas trop faible (sinon le véhicule risque d'osciller pendant un temps relativement important), mais on n'optimise pas la tenue de route du véhicule avec une caisse plus ou moins stable et une liaison des roues au sol mal assurée.

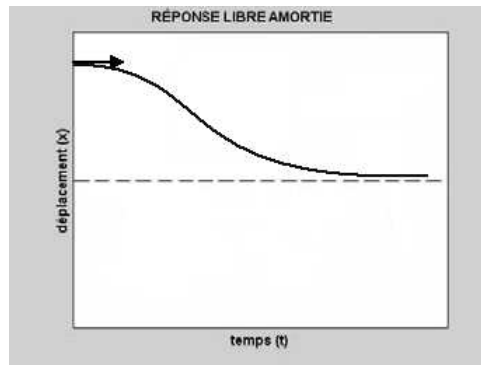
2.2.2 cas $m > 1$: régime apériodique amorti

Ici les racines sont réelles : $r_{1/2} = \omega_0[-m \pm \sqrt{m^2 - 1}]$ et $r_{1/2} < 0$

La réponse sera du type :

$$Z(t) = e^{-m\omega_0 t} (Ae^{(\omega_0 \sqrt{m^2 - 1})t} + Be^{-(\omega_0 \sqrt{m^2 - 1})t}) \quad \text{avec } (A, B) \in \mathbb{R}^2$$

Voici l'allure de la réponse :



Dans ce cas de figure, on remarque un retour plus rapide à l'origine sans oscillation : si cela peut être un avantage pour une meilleure tenue de route sur un véhicule, c'est en sacrifiant le confort des passagers car les défauts de la route se feront plus sentir au niveau de la caisse.

2.2.3 cas $m = 1$: régime critique

L'un des points faibles des systèmes d'amortissement de véhicule actuels est la difficulté d'associer à la fois une bonne performance de la tenue de route du véhicule (m élevé) tout en conservant un certain confort pour les passagers (absorption des disparités de la route avec m faible).

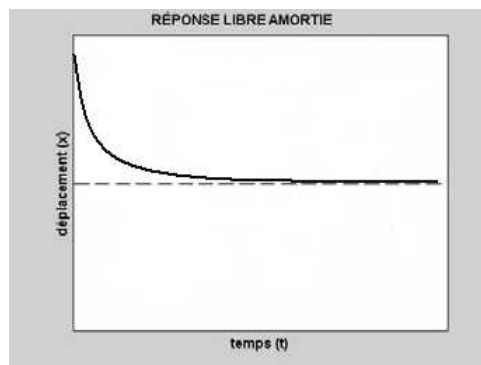
Avec $m=1$, on essaye donc de trouver un bon compromis entre *tenue de route* et *confort*

On obtient ici une racine double r_0 de (EC) : $r_0 = -m\omega_0$

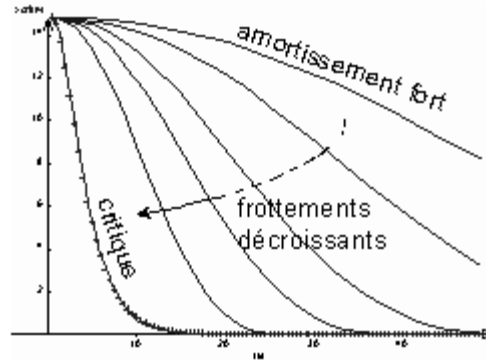
La réponse sera du type :

$$Z(t) = (At + B)e^{-m\omega_0 t} \quad \text{avec } (A, B) \in \mathbb{R}^2$$

Voici l'allure de la réponse :



Ce régime critique présente un intérêt important pour les systèmes mécaniques soumis à des vibrations. On désire très souvent que ces systèmes reviennent rapidement à leur position d'équilibre, mais sans osciller. Parmi tous les mouvements apériodiques de cet oscillateur, le régime critique est celui pour lequel le retour vers la position d'équilibre est le plus rapide. En effet, on peut comparer sur un même graphe ces régimes apériodiques :



Ce type de réponse est donc particulièrement intéressant pour les véhicules; le choix de la suspension s'effectuera donc en fonction du véhicule de telle sorte que m soit le plus proche de 1 par valeurs supérieures : en effet, l'usure du système de suspension aura tendance à réduire l'efficacité de l'amortissement et donc à réduire la valeur de m qui, s'il devient strictement inférieur à 1, entraînera un régime pseudo-périodique amorti qu'il faut éviter pour conserver une certaine tenue de route du véhicule.

Etudions maintenant la réponse d'un tel système en vibration forcée.

2.3 Réponses en régime forcé

La réponse forcée du système s'obtient en appliquant une force dynamique $\vec{E}(t)$ au système. Si cette force est harmonique, $E(t) = E_0 \cos(\omega t)$, le système masse-ressort-amortisseur est contraint à osciller à la fréquence d'excitation ω , plutôt qu'à sa fréquence naturelle ω_0 .

On étudie dans ce paragraphe l'amplitude et le déphasage de la réponse en fonction de la fréquence d'excitation ω . L'équation différentielle est quelque peu modifiée :

$$\ddot{Z} + 2m\omega_0\dot{Z} + \omega_0^2 Z = E_0 \cos(\omega t)$$

En complexifiant l'équation, on obtient :

$$(j\omega)^2 \underline{Z} + 2m\omega_0(j\omega)\underline{Z} + \omega_0^2 \underline{Z} = E_0 e^{j\omega t}$$

ce qui nous donne après simplification :

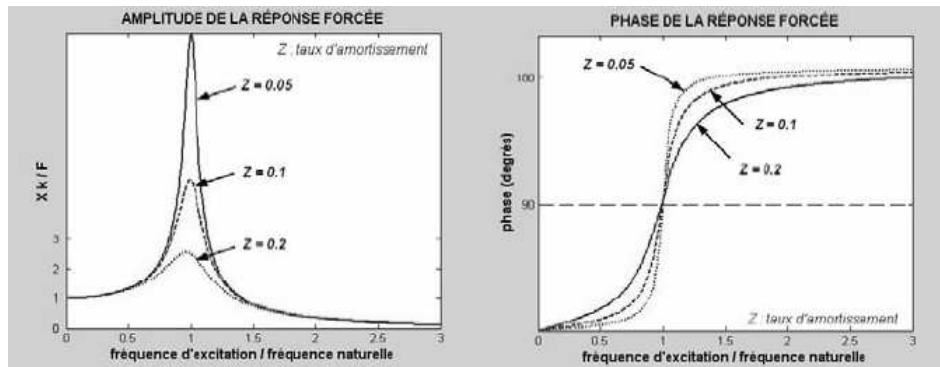
$$\underline{Z} = \frac{\frac{E_0}{\omega_0^2} e^{j\omega t}}{[1 - (\frac{\omega}{\omega_0})^2] + j2m\frac{\omega}{\omega_0}}$$

on en déduit alors l'amplitude et la phase :

$$|\underline{Z}| = \frac{\frac{E_0}{\omega_0^2}}{\sqrt{[1 - (\frac{\omega}{\omega_0})^2]^2 + (2m\frac{\omega}{\omega_0})^2}}$$

$$\Phi = -\arctan \frac{2m\frac{\omega}{\omega_0}}{1 - (\frac{\omega}{\omega_0})^2}$$

Voici l'allure des réponses (amplitude et opposé de la phase) :



On constate que plus la fréquence d'excitation ω se rapproche de la fréquence propre ω_0 , alors plus le rapport $\frac{\omega_0^2 |Z|}{E_0}$ est élevé. On remarque aussi que plus le coefficient d'amortissement m est élevé, plus l'amplitude de la réponse est faible. On peut calculer la fréquence de résonance ω_r qui, même si elle est proche, est différente de la fréquence propre ($\omega_r \neq \omega_0$). En ce qui concerne la phase, on peut constater que quel que soit l'amortissement m , le déphasage atteint la valeur $-\frac{\pi}{2}$ en $\omega = \omega_0$.

Pour un système de suspension de véhicule, même en régime critique, il est donc nécessaire de prendre en compte l'éventualité de la résonance afin d'éviter bien entendu toute usure prématurée ou même détérioration du système. Dans le cas d'un véhicule léger, on détermine sa fréquence propre puis sa fréquence de résonance et on effectue ensuite les modifications nécessaires de telle sorte que le système n'entre pas en résonance ou bien que l'amplitude lors de la résonance soit faible.

Evaluation expérimentale de la fréquence de résonance

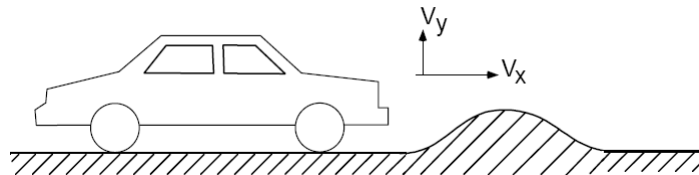
Il est possible d'évaluer la fréquence de résonance à partir de résultats expérimentaux. Il s'agit d'imposer une force extérieure contrôlée et de mesurer le déplacement temporel du système. Les spectres d'amplitude et de phase sont obtenus en balayant les fréquences à l'intérieur d'une certaine plage. On évalue la fréquence naturelle du système par l'une ou l'autre des deux méthodes suivantes :

- A partir du spectre d'amplitude, on repère la fréquence de résonance. De plus, si m est relativement faible, on peut alors estimer $\omega_0 \approx \omega_r$.
- A partir du spectre de phase, on repère la fréquence pour laquelle la phase vaut $-\frac{\pi}{2}$ quel que soit m , c'est-à-dire la fréquence pour laquelle la réponse du système est en retard d'un quart de période avec la force excitatrice (ce qui reste difficile à déterminer sans mesure précise)

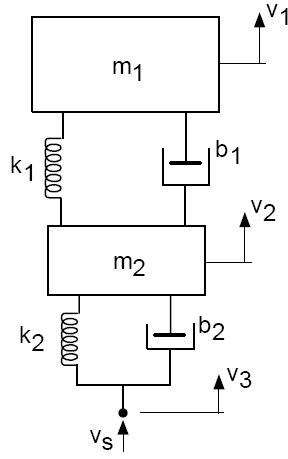
3 Modélisation physique d'une suspension de véhicule

3.1 Prise en compte du pneu

Le pneu peut également se modéliser comme la suspension parallèle précédente : un ressort linéaire (de coefficient k_2) modélisera l'effet d'élasticité tandis qu'un amortisseur b_2 monté en parallèle modélisera les pertes. On souhaite étudier le comportement d'un véhicule qui doit passer sur un cahot :



On peut alors modéliser le véhicule avec une suspension traditionnelle avec prise en compte du pneu suivant le schéma :



Dans ce cas de figure le système dispose de deux degrés de liberté (2 d.d.l.). L'approche reste identique au cas précédent : l'évaluation de la réponse en fréquence du système, mais l'aspect nouveau est que son obtention passera par un calcul matriciel. En considérant les deux systèmes de masse m_1 et m_2 on peut écrire les deux relations suivantes par application du PFD :

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 &= -k_1 x_1 - k_1 (x_1 - x_2) - \alpha_1 \dot{x}_1 \\ m_2 \ddot{x}_2 &= -k_2 x_2 + k_1 (x_1 - x_2) - \alpha_2 \dot{x}_2 + E(t) \end{aligned}$$

résultat qu'on met sous la forme :

$$\begin{pmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \alpha_1 & 0 \\ 0 & \alpha_2 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 2k_1 & -k_1 \\ -k_1 & k_1 + k_2 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ E(t) \end{pmatrix}$$

soit :

$$\begin{aligned} M \ddot{X} + C \dot{X} + K X &= E \\ -\omega^2 M X + j\omega C X + K X &= E \\ (K - \omega^2 M + j\omega C) X &= E \\ Z X &= E \end{aligned}$$

Z est la matrice d'impédance qui vaut dans le cas général :

$$\begin{pmatrix} 2k_1 - \omega^2 m_1 + j\omega \alpha_1 & -k_1 \\ -k_1 & (k_1 + k_2) - \omega^2 m_2 + j\omega \alpha_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} z_{11} & z_{12} \\ z_{21} & z_{22} \end{pmatrix}$$

Pour ω quelconque, $\det(Z) \neq 0$ qui permet alors de trouver :

$$\begin{aligned} Z^{-1} E &= \frac{1}{\det(Z)} \begin{pmatrix} z_{22} & -z_{12} \\ -z_{21} & z_{11} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 0 \\ E(t) \end{pmatrix} \\ X &= \frac{1}{z_{11} z_{22} - z_{21} z_{12}} \begin{pmatrix} k_1 E(t) \\ (2k_1 - \omega^2 m_1 + j\omega \alpha_1) E(t) \end{pmatrix} \end{aligned}$$

dont on déduit $x_1(t)$ et $x_2(t)$ par : $X = \begin{pmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \end{pmatrix}$

En prenant les parties réelles, on en déduit finalement :

$$x(t) = x_1(t) + x_2(t)$$

3.2 Exemple sans amortissement : $\alpha_1 = \alpha_2 = 0$

Pour faciliter les calculs, on prendra : $m_1 = m_2 = m$ et $k_1 = k_2 = k$. La matrice d'impédance s'écrit alors :

$$Z = \begin{pmatrix} 2k - \omega^2 m & -k \\ -k & 2k - \omega^2 m \end{pmatrix}$$

- Si $\omega = \sqrt{\frac{2k}{m}}$ alors $Z = \begin{pmatrix} 0 & -k \\ -k & 0 \end{pmatrix}$ donc $x_2(t) = 0$ et $x(t) = x_1(t) = -\frac{E(t)}{k}$
- Sinon, comme précédemment on calcule :

$$Z^1 = \frac{1}{(2k - \omega^2 m)^2 - k^2} \begin{pmatrix} 2k - \omega^2 m & k \\ k & 2k - \omega^2 m \end{pmatrix}$$

d'où :

$$X = \frac{1}{(2k - \omega^2 m)^2 - k^2} \begin{pmatrix} kE(t) \\ (2k - \omega^2 m)E(t) \end{pmatrix}$$

soit :

$$x_1(t) = \frac{kE(t)}{(k - \omega^2 m)(3k - \omega^2 m)}$$

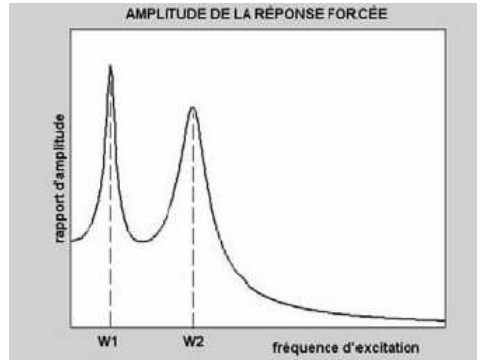
$$x_2(t) = \frac{(2k - \omega^2 m)E(t)}{(k - \omega^2 m)(3k - \omega^2 m)}$$

On remarque que x_1 et x_2 deviennent infinis pour : $\omega_1 = \sqrt{\frac{k}{m}}$ et $\omega_2 = \sqrt{\frac{3k}{m}}$.
Notons que dans ce cas particulier le spectre de Z vaut :

$$Sp(Z) = (k - \omega^2 m; 3k - \omega^2 m)$$

d'où l'importance de connaître les valeurs propres de Z afin de déterminer les pulsations ω qui les annulent.

Ces fréquences sont appelées les fréquences naturelles du système : leur nombre est égal au nombre de degrés de liberté, ce qui est bien le cas ici (système à 2 d.d.l.). Voici l'allure du spectre d'amplitude :



Le spectre fait voir la présence d'un pic d'amplitude à chacune des fréquences de résonance. On peut alors expérimentalement estimer les fréquences naturelles d'un système à deux degrés de liberté ($\omega_n \approx \omega_r$).

Troisième partie

Etude pratique d'un système

Nous traiterons cette partie à partir d'un système RLC série qui est l'équivalent d'un système de suspension passif automobile simplifié, comme nous avons pu le constater à partir de l'analogie électronique - mécanique. On va chercher à avoir une fréquence de résonance $f_0 = 1\text{Hz}$ soit une pulsation $\omega_0 = 2\pi\text{rad.s}^{-1}$ dans le cas critique $m = 1$ (il s'agit vraisemblablement de l'ordre de grandeur de la fréquence de résonance utilisé pour les amortisseurs automobiles).

Par analogie, sachant que $\omega_0 = \frac{1}{\sqrt{LC}}$, on peut par exemple prendre les valeurs :

$$C = 253\mu\text{F} \text{ et } L = 100\text{H}$$

On peut obtenir la valeur de la résistance permettant d'atteindre le régime critique avec :

$$2\omega_0 = \frac{R}{L} \text{ soit ici } R = 1257\Omega$$

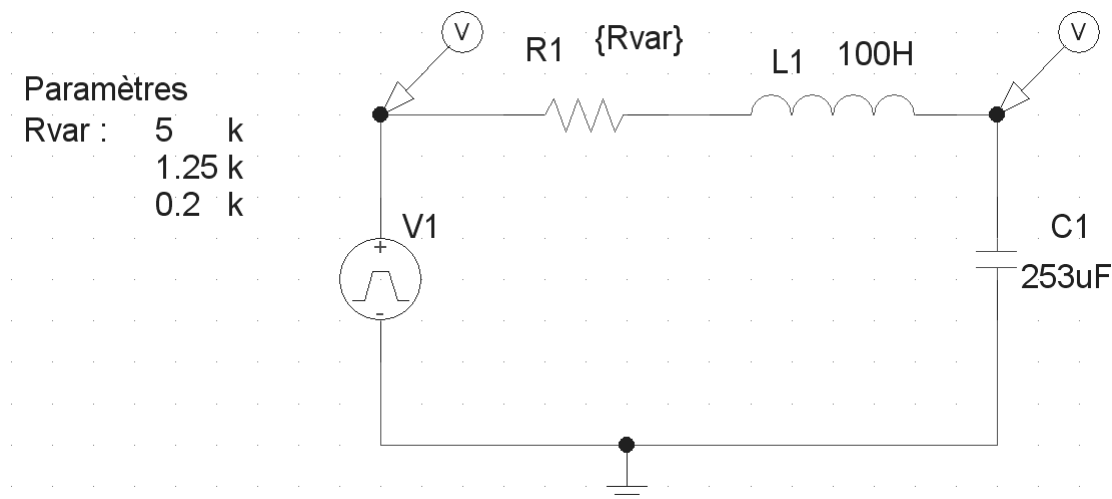
Ces valeurs étant très élevées par rapport au matériel disponible (L et C en particulier), les études expérimentales qui seront présentées par la suite se feront avec des valeurs plus faibles et donc une fréquence de résonance plus élevée (ce qui n'est pas gênant au contraire).

4 Simulation sous PSpice

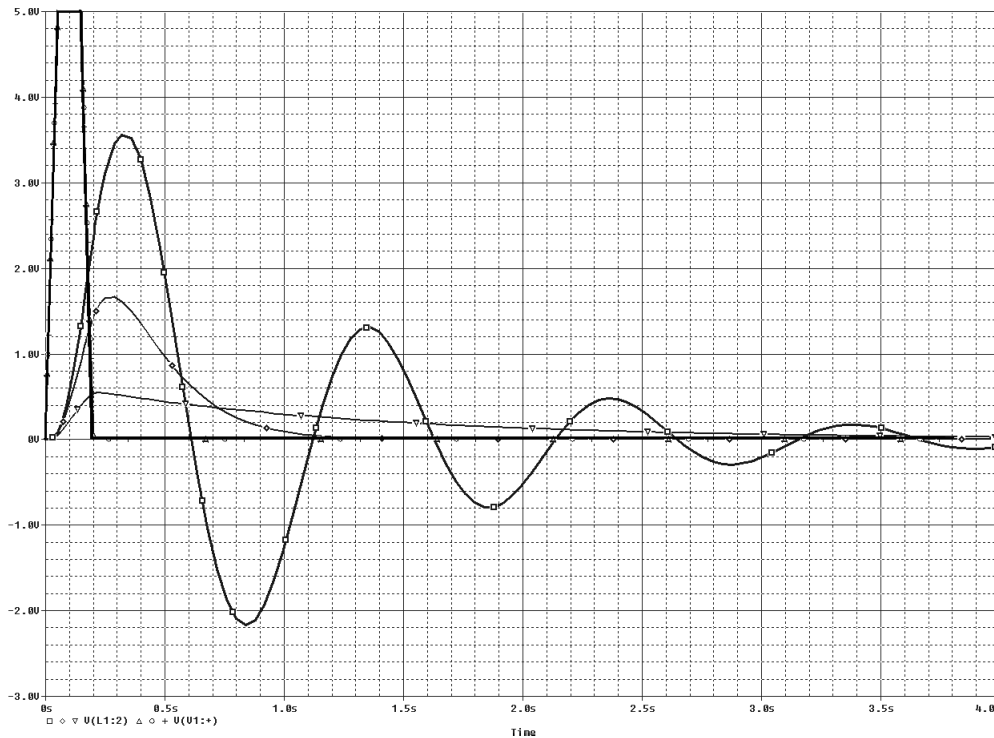
On effectuera tout d'abord une simulation du montage électronique sous PSpice pour pouvoir obtenir une fréquence de résonance d'environ 1Hz avec les valeurs de L et C calculées précédemment. Par analogie avec le système physique automobile, on recherche les valeurs d'amortissement, donc les valeurs de la résistance R , permettant d'obtenir le régime critique correspondant au retour à l'équilibre le plus rapide sans oscillation. On pourra ensuite tester la réaction du circuit à une impulsion, à un régime forcé modélisant par l'intermédiaire d'un générateur monté en série sur le circuit RLC l'état de la route.

On a besoin de connaître l'évolution de la charge q du condensateur C : ceci revient à visualiser la tension U aux bornes de celui-ci (car U est proportionnel à q par $q = CU$).

On a ci-dessous le montage électronique réalisé sous PSpice :



Nous avons souhaité vérifier le comportement du circuit RLC dans les cas des régimes pseudo-périodique, critique et apériodique avec les valeurs de résistance respectives de $0,2k\Omega$, $1,25k\Omega$ et $5k\Omega$. Voici les réponses obtenues à une impulsion :



On remarquera que pour $R = 1,25k\Omega$, on s'approche bien du régime critique théorique, les valeurs inférieures confirmant un régime pseudo-périodique amorti et les valeurs supérieures un régime apériodique dont le retour à l'équilibre est plus long que celui du régime critique.

Avantages et défauts de ce type de simulation :

La prise en main de PSpice ne pose pas de problèmes majeurs, seules l'utilisation et la configuration de certains composants ont posé quelques difficultés au départ (masse analogique, choix du générateur...).

L'utilisation de l'outil informatique et de tels logiciels permettent la simulation de systèmes sans risque d'endommager le matériel et permet de personnaliser les types de signaux d'entrée du système et les composants selon son bon vouloir.

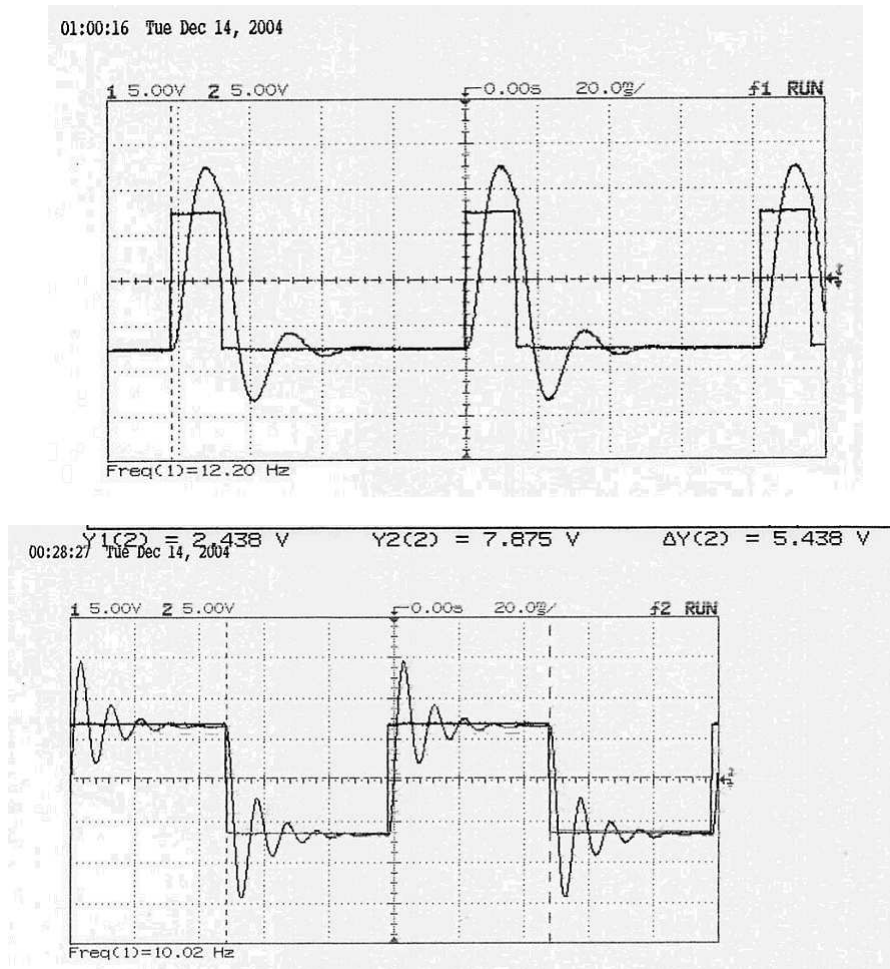
5 Réalisation électronique

On remarquera tout d'abord que plusieurs problèmes se posent :

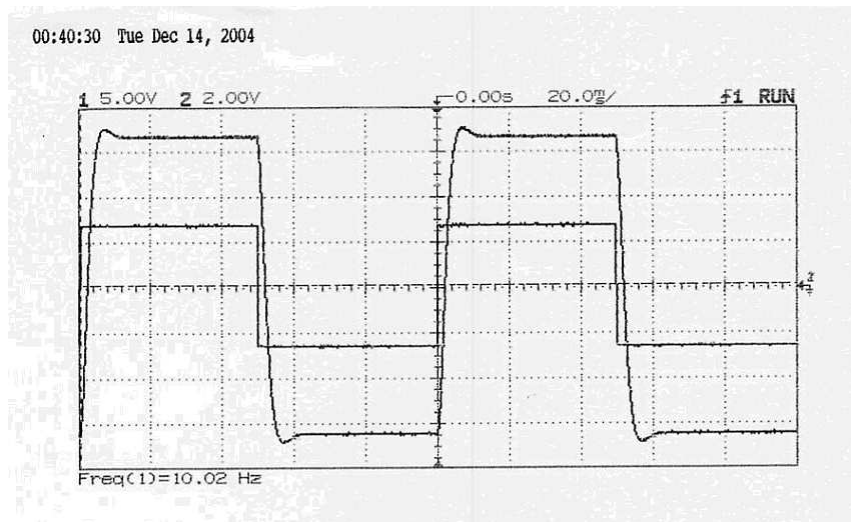
- Pour simuler l'état de la route, le passage d'une bosse, etc., il faudrait créer un signal purement positif d'où l'utilisation de diodes pour bloquer la composante négative ; la création d'une impulsion posera aussi problème (on pourra utiliser un montage dérivateur pour y remédier).
- Un autre problème sera la limitation due aux composants disponibles ne permettant pas d'atteindre des valeurs très élevées et ne permettant pas forcément de simuler le système physique automobile ; la présence de parasites pourra elle aussi être parfois gênante mais ce ne sera pas le cas dans notre exemple.

Nous avons ici utilisé des composants de faibles valeurs. Nous approcher des valeurs nécessaires pour obtenir une fréquence de résonance de $1Hz$ est difficilement réalisable.

Voici deux signaux de l'oscilloscope du régime pseudo-périodique amorti :



Signal de l'oscilloscope pour le régime critique :



Avantages et défauts de ce type de simulation :

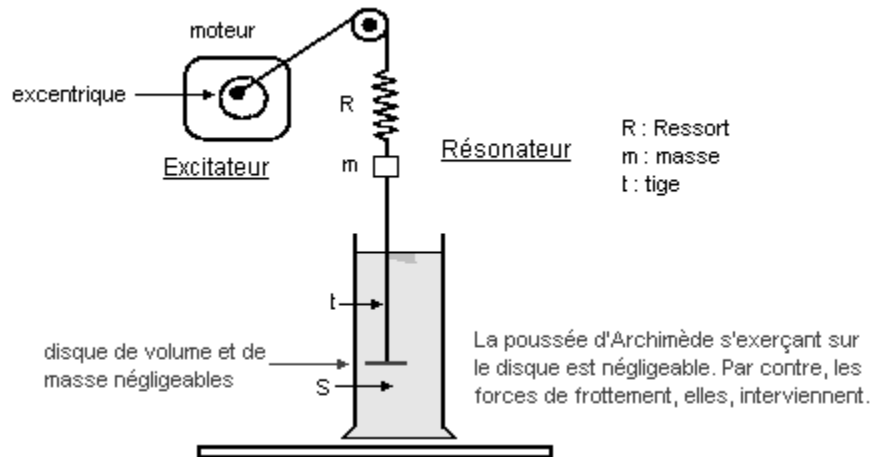
La simulation électronique du système permet par analogie d'avoir une idée de la simulation mécanique, sans nécessiter de système physique encombrant et permettant d'éviter les risques de destruction matérielle.

Cependant, créer un signal particulier comme une impulsion est plus difficile que sous PSpice : il aurait fallu utiliser un pont de diode ou bien un amplificateur en montage dérivateur, chose que nous n'avons pas réalisée lors de l'expérience. Un signal en créneau, dont les temps d'états haut et bas sont ajustés, permet néanmoins de s'approcher de la forme d'une impulsion.

6 Réalisation mécanique

6.1 Etude d'un système d'amortissement

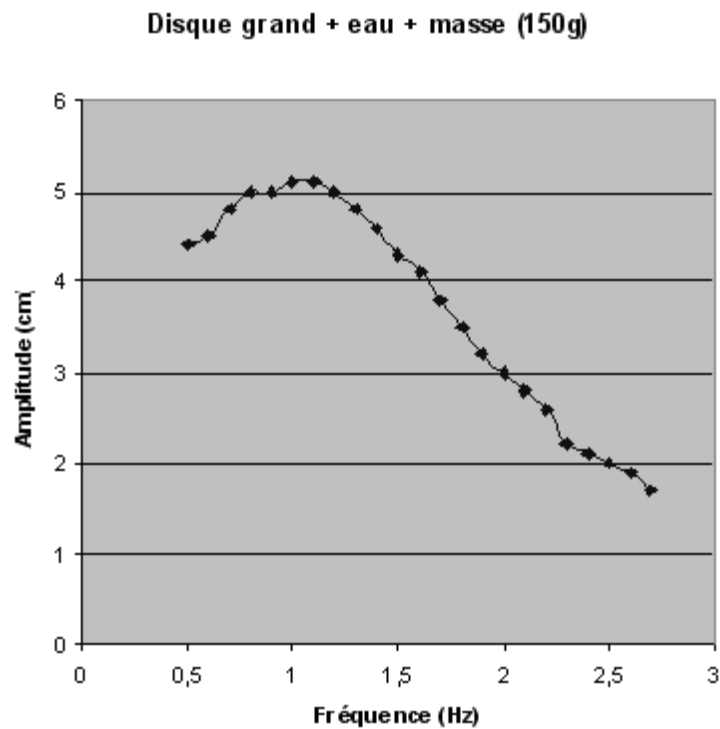
Le système étudié ici est un système d'amortissement utilisant un ressort et un fluide :



On mesure tout d'abord la raideur du ressort puis la fréquence de résonance du système. Les photos en annexe (1, 2, 3 et 4) montrent le matériel utilisé et les méthodes des mesures.

Les mesures sont assez difficiles à réaliser et peu précises, le système n'ayant pas un mouvement régulier. L'étude du système réel mécanique est moins facile mais nous avons cependant relevé les valeurs pour pouvoir comparer leurs formes à celles obtenues sous PSpice et avec le modèle électronique.

Nous obtenons la courbe suivante :



La courbe bien qu'irrégulière fait apparaître une fréquence de résonance aux alentours des 1Hz , comme pour un montage en parallèle du ressort et de l'amortisseur. Il n'a pas été possible de réaliser la mesure de la réponse du

système à une impulsion, mais cependant on aura remarqué que malgré la présence du fluide et des différents diamètres du disque, le système oscille beaucoup suite à cette impulsion. On écarte donc la solution consistant à réaliser une suspension de véhicule en montant en série le ressort et l'amortisseur.

6.2 Tentative de modélisation d'un système d'amortissement

6.2.1 préliminaire

Nous avons tout d'abord essayé de trouver un moyen d'observer plus précisément un mouvement oscillant. Pour cela nous avons étudié le comportement de la tension aux bornes d'une inductance traversée par un aimant accroché à un ressort avec un piston en série, aimant qui aura donc un mouvement oscillant amorti (photo du système : annexe 5).

Le système aimant-bobine renvoie en fait un signal proportionnel à la vitesse de déplacement de l'aimant. Ainsi en plaçant un système intégrateur à la sortie de la bobine on peut avoir un aperçu de la position de l'aimant, le problème étant que la position d'origine de l'aimant n'est pas repérée par ce système car il ne prend en compte que la vitesse de l'aimant.

6.2.2 système amortisseur

Nous avons essayé de créer un amortisseur à l'aide d'un piston de petit diamètre en série avec un ressort (photo du piston : annexe 6).

Pour obtenir la fréquence de résonance du système, on utilisera le système étudié dans le préliminaire : un aimant est accroché au système d'amortissement, lui-même placé au dessus d'une bobine.

Les mesures ne donnent cependant aucun résultat valable, le matériel présent étant difficilement adaptable, le caractère astable du piston n'est pas visible car le fermer entièrement n'a pas été possible, de plus le mouvement oscillant de l'aimant était trop rapide et le coefficient d'amortissement du piston sûrement trop faible pour permettre à sa tige de commencer le mouvement de retour vers sa position d'origine.

Quatrième partie

Systèmes actuels et futurs

7 Principaux inconvénients des systèmes actuels, passifs

Le système actuel d'amortissement automobile n'est pas encore parfaitement au point : c'est un système dit passif qui absorbe les chocs et les différences de dénivellation. Ce sont celles-ci qui vont compresser le système, c'est-à-dire que c'est l'impulsion qui va entraîner directement la réponse ; le système n'agit pas de lui-même, d'où le terme de **passif**.

On remarque les défauts de ce système principalement dans les nids de poule ou dans les virages ; très souvent, la voiture penche beaucoup vers l'extérieur du virage, ce qui peut créer des accidents quand la vitesse du véhicule est trop importante. De plus, on peut trouver des routes telles que le système d'amortissement entre en résonance, ce qui risque d'entraîner sa destruction. Il semble donc important de trouver un autre procédé qui permettrait de réduire ces inconvénients.

8 Recherche d'un système actif

Un système actif est un système qui participerait de manière active dans l'amortissement, c'est-à-dire qu'il agirait de lui-même, intrinsèquement, dans l'amortissement, à l'inverse du système passif. Le principe est de détecter la compression du système, puis, par l'intermédiaire d'un ordinateur de bord, de faire agir le système de lui-même : sous l'injonction du cerveau électronique, il va se compresser ou s'étirer, afin de compenser les effets d'un nid de poule, d'un ralentisseur ou d'un virage... C'est donc bien le système qui amortit en fonction de la tenue de route à conserver, c'est lui qui calcule la réponse à donner à l'impulsion et qui va ensuite provoquer cette réponse. Celle-ci n'est donc pas induite par l'impulsion, mais par l'intermédiaire (l'ordinateur) qui donne l'ordre de la réponse. D'où le terme d'**actif**.

8.1 Recherche d'un concept amélioré

Le principe du système actif se décline sous plusieurs formes conceptuelles. Elles sont toutefois basées sur la même méthode : un capteur détecte l'impulsion, envoie l'information à l'ordinateur de bord qui en calcule toutes les caractéristiques (impulsion brève ou longue, intensité...), les interprète et cherche ensuite la meilleure réponse à fournir afin de réduire au maximum le déséquilibre créé par l'impulsion, puis l'envoie au système de régulation qui agit alors.

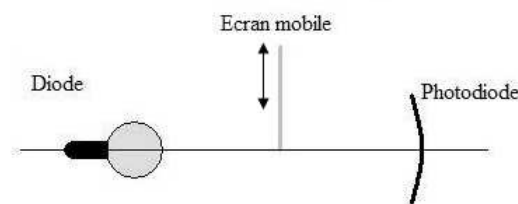
Pour réaliser tout ce système d'amortissement, il faut donc créer l'ordinateur et le programme de calcul, le capteur ainsi que l'actionneur qui met en oeuvre la réponse. Ce sont ces deux derniers éléments qui se déclinent sous diverses formes, mais présentent de nombreux obstacles.

8.1.1 le capteur

Il faut trouver un système qui détecte l'impulsion. La méthode la plus simple consiste en la présence de deux éléments, l'un récepteur solidaire du châssis, l'autre émetteur solidaire de la roue.

- On a par exemple un capteur lumineux, constitué d'une diode électroluminescente et d'une photodiode en vis-à-vis et solidaires du châssis, et un écran mobile de transparence décroissante situé entre les deux premiers et solidaire de la roue.

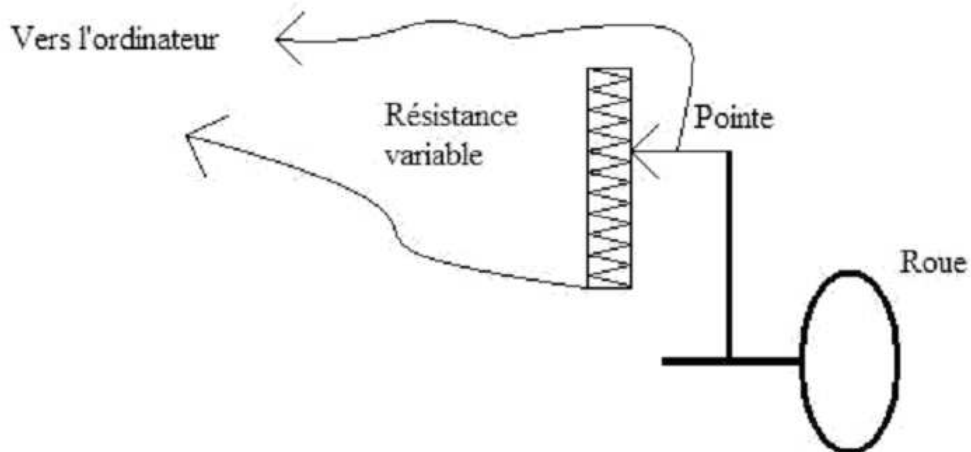
Lors de l'impulsion, l'écran coupe la trajectoire des rayons lumineux, modulant ainsi l'intensité de l'éclairement reçue par la photodiode.



Ce capteur est intéressant car il est peu lourd et peu volumineux, mais il peut coûter cher à cause des diodes. De plus, certains de ces capteurs ne sont pas adaptés car ils ne mesurent pas la position mais la vitesse de déplacement vertical de la roue : en effet, l'ordinateur perçoit l'impulsion électrique lors du déplacement, mais ne reçoit plus rien lorsque la vitesse verticale du châssis est nulle. Cependant, cela ne signifie pas pour autant que le véhicule est à l'horizontale : il peut pencher d'un côté ou d'un autre. Il faudrait donc adjoindre à ce capteur un élément qui donnerait à l'ordinateur la position de l'écran, pour avoir la borne inférieure d'intégration!... Cela complique donc l'ensemble.

Ce capteur est une bonne idée de départ, mais il conserve tout de même un problème assez contraignant.

- On peut également construire un capteur électromagnétique en s'inspirant du principe du haut-parleur, ou en utilisant une résistance variable. Cette résistance se trouve fixée sur le châssis, et une pointe mobile solidaire de la roue vient frotter la résistance, offrant ainsi un courant électrique plus ou moins important, transformant ainsi l'impulsion électromagnétique en impulsion électrique.



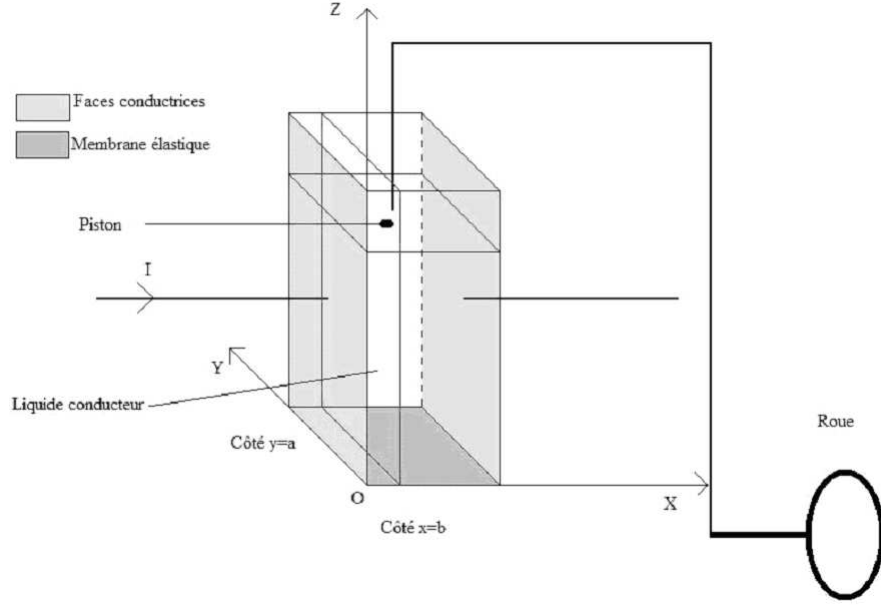
Ce capteur n'a pas le désavantage du précédent : l'ordinateur reçoit une différence de potentiel. Plus la pointe s'éloigne de la borne inférieure de la résistance variable, plus la résistance est élevée. L'ordinateur sait donc où se trouve la pointe, c'est-à-dire qu'il connaît la hauteur du châssis par rapport à la roue. Il est donc capable de calculer la réponse à fournir à l'impulsion.

Ce capteur est facilement réalisable, bien qu'il demande beaucoup de place : la résistance variable doit être suffisamment grande pour autoriser un débattement important.

8.1.2 le système actif de l'amortissement

C'est celui qui va permettre l'amortissement, qui va donner la réponse à l'impulsion (se compresser ou s'étirer) en exécutant l'ordre donné par l'ordinateur de bord. On distingue là aussi plusieurs concepts.

- On songe d'abord à un piston magnétique à fluide. Celui-ci est constitué d'un parallélépipède rectangle d'axe vertical, fermé à sa base inférieure par une membrane élastique et contenant un liquide conducteur. Sur ce liquide flotte un piston aux dimensions du prisme afin d'avoir une étanchéité parfaite. Ce piston est relié à la roue alors que le cylindre l'est au châssis.



Seules deux faces opposées sont conductrices et reliées à un générateur fournissant une intensité I . On suppose que la densité de courant dans le liquide conducteur va être uniforme. On note h la hauteur du liquide et on souhaite calculer l'intensité et le champ magnétique à créer pour contrer une impulsion qu'on peut estimer (dans le cadre d'un véhicule léger de $1000kg$) à une force d'intensité égale à $2000N$ soit environ $200kg$ ce qui reste réaliste.

Calcul des forces de Laplace

$$I = \int \int \vec{j} \cdot d\vec{S} = \int \int j \vec{u}_x \cdot d\vec{S} \vec{u}_x = j \cdot S \quad \text{d'où} \quad \vec{j} = \frac{I}{ah} \vec{u}_x$$

$$d\vec{F}_{Lap} = \vec{j} \, d\tau \wedge \vec{B} = \frac{I}{ah} d\tau \vec{u}_x \wedge B(-\vec{u}_y) = \frac{IB}{ah} d\tau (-\vec{u}_z)$$

$$\vec{F}_{Lap} = \int \int \int d\vec{F} = -\frac{IB}{ah} \vec{u}_z \int \int \int d\tau = -\frac{IB}{ah} \vec{u}_z abh = -IBb \vec{u}_z$$

En appliquant le PFD à l'équilibre, le système n'étant soumis réellement qu'à la force de Laplace \vec{F}_{Lap} et l'impulsion \vec{F} on obtient :

$$\vec{F}_{Lap} + \vec{F} = \vec{0}$$

soit :

$$-IBb \vec{u}_z + F \vec{u}_z = \vec{0}$$

d'où

$$IB = \frac{F}{b}$$

Pour créer le champ magnétique \vec{B} , on utilise deux bobines placées de part et d'autre du parallélépipède. L'expression du champ est donnée par :

$$\vec{B} = -\frac{\mu_0 N I'}{2R} \vec{u}_y$$

où N est le nombre de spires des bobines, I' le courant les traversant et R le rayon des bobines. Si l'on fait circuler un courant I' d'une valeur de $5A$ (ce qui reste raisonnable), on peut alors en utilisant la relation précédente calculer numériquement la valeur de I nécessaire sachant que $F \approx 2000N$. On prendra pour les autres valeurs numériques :

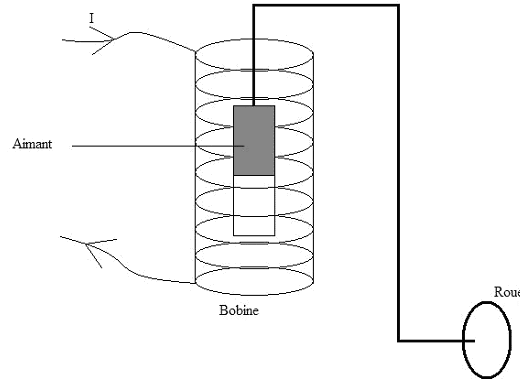
$$b = 10cm \quad / \quad \mu_0 = 4\pi 10^{-7} \quad / \quad R = 15cm \quad / \quad N = 100 \text{ spires}$$

On obtient :

$$I \approx 9,550 \text{ MA}$$

Même en augmentant le champ B (c'est-à-dire le courant I') ou bien le nombre de spires N , il sera impossible d'obtenir des valeurs de courant raisonnables.

- On peut également reprendre le modèle du "haut parleur" en l'améliorant : on fixe une grande bobine au châssis et on place au centre un aimant relié à la roue. On crée ainsi un véhicule dont le châssis est à sustentation magnétique.

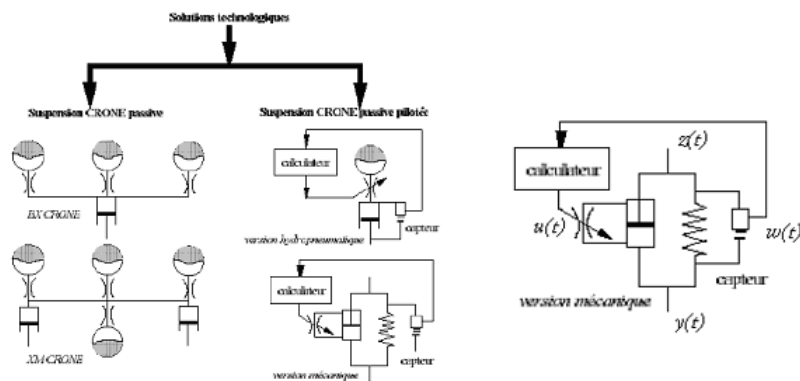


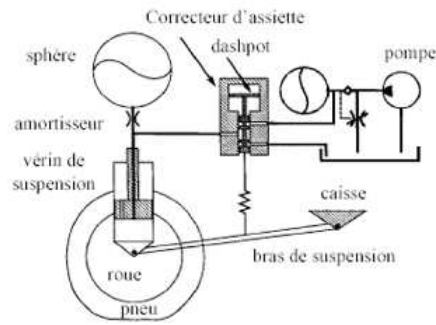
La bobine est parcourue par un courant d'intensité I , ce qui crée un champ magnétique intérieur. L'aimant est donc soumis à la force de Laplace induite. En faisant jouer la valeur de l'intensité, on peut faire monter ou descendre l'aimant, donc la roue, ce qui crée l'effet d'amortissement.

Cependant, par expérience avec une bobine de cuivre de 500 spires, d'intensité maximale 8A, de résistance $2,7\Omega$ et en utilisant un aimant de 120 grammes, on remarque que l'aimant oscille peu (quelques millimètres d'amplitude). Si on veut construire un tel amortisseur, il est donc nécessaire de créer un courant de très forte intensité (de l'ordre de plusieurs centaines d'ampères), ce qui est pratiquement impossible non seulement pour le générateur utilisé mais aussi pour le diamètre des fils conducteurs.

8.1.3 correcteur d'assiette

Un correcteur d'assiette est souvent associé à un système d'amortissement actif, mais c'est en fait un système semi-actif. Il est mis en place pour supprimer les effets du roulis. Un capteur (par exemple le capteur à photodiode décrit plus haut) permet de détecter la hauteur du châssis de chaque côté du véhicule et envoie les informations au calculateur. Celui-ci compare les données et donne l'ordre à des électrovannes de s'ouvrir ou de se refermer, afin de laisser passer le fluide du côté le plus bas.





1er système : système aimant-bobine muni d'un système intégrateur

Le principe est celui vu précédemment dans le préliminaire, un intégrateur est ajouté pour permettre de transformer la vitesse de l'aimant en son déplacement.

Ce système pose cependant le problème de la position initiale non repérée.

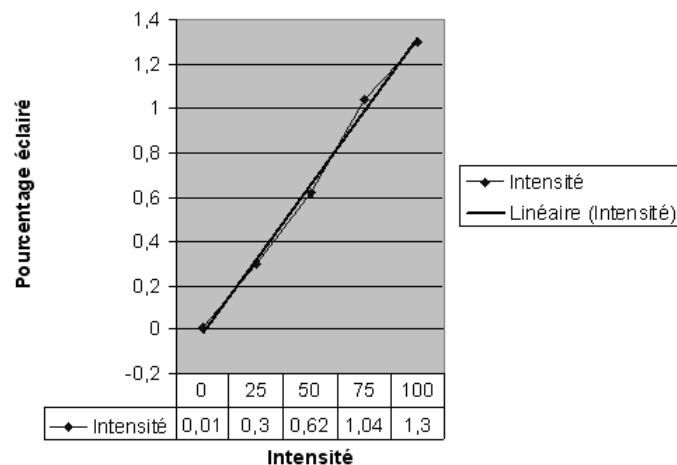
2e système : capteur à photodiodes

Le test des photodiodes montre une caractéristique qui est une fonction linéaire de la surface éclairée, on obtient par exemple les valeurs suivantes :

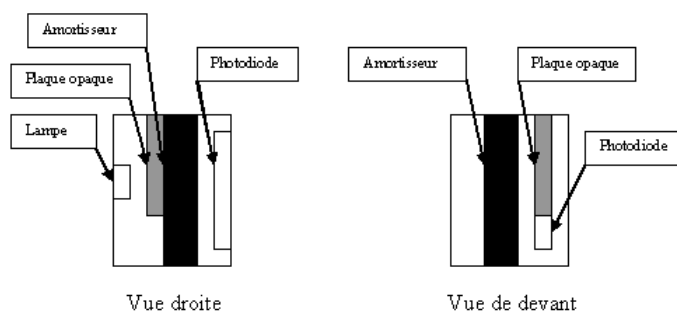
- Tension aux bornes de la photodiode en zone très peu éclairée : environ 10 mV
- Tension aux bornes de la photodiode en zone fortement éclairée : environ 1.3V

(Photo d'une photodiode : annexe 7)

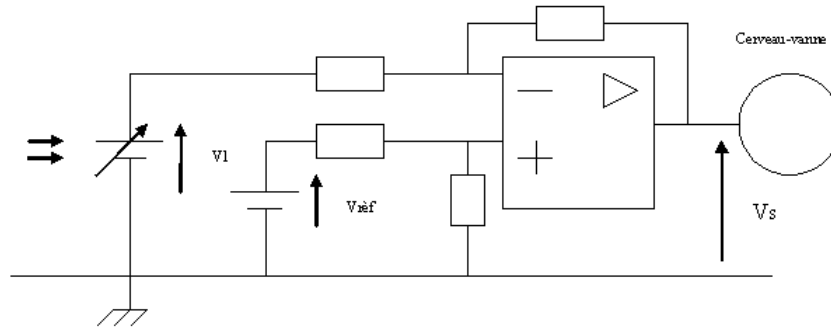
La caractéristique est en fait une fonction linéaire de la surface éclairée comme le montre la courbe suivante :



On pourrait donc obtenir la position de l'amortisseur (par rapport à la carrosserie de la voiture) en utilisant un montage analogue au suivant :



Pour connaître la position d'origine de l'amortisseur, on pourrait utiliser un amplificateur opérationnel utilisé en mode soustracteur. On pourrait penser par exemple au schéma suivant :



Si l'on considère que la photodiode est à moitié éclairée quand la position d'équilibre est atteinte, on peut, avec les valeurs de la photodiode précédente, utiliser par exemple une valeur de référence de 650 mV, ainsi quand l'amortisseur est au dessus de sa position d'origine, le signal de sortie de l'amplificateur sera négatif, et inversement, il sera positif si sa position est en dessous de sa position d'origine.

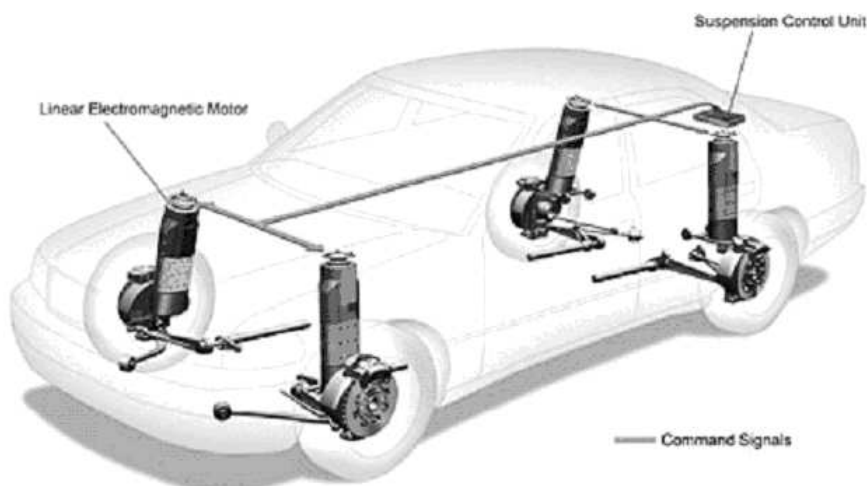
3e système : potentiomètre rectiligne

Le système est équivalent à celui vu précédemment avec la photodiode, cependant il nécessite un contact mécanique qui va être sollicité à chaque déplacement de l'amortisseur d'où un possible problème d'usure rapide du potentiomètre.

8.2 Présentation d'un système industriel en cours d'étude : le système Bose

C'est la firme industrielle Bose, spécialisée dans la fabrication de matériels relatifs au son (enceinte, micro, amplificateur, Home Cinema...), qui s'est lancée dans la recherche industrielle d'un système d'amortissement actif basé sur l'électromagnétisme il y a 25 ans.

Le système comporte un moteur électromagnétique linéaire constitué d'aimants et de fils de fer monté sur chaque roue et est commandé par un ordinateur de bord (unité de contrôle).



Lorsque les fils de fer du moteur sont soumis à un courant électrique, le moteur s'étire ou se rétracte sur lui-même, ce qui provoque l'amortissement. C'est donc un système basé sur le précédent, mais amélioré.

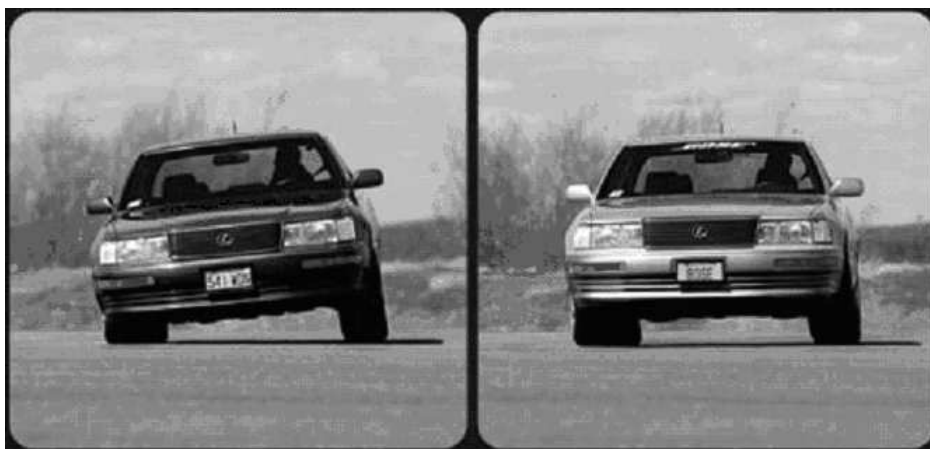


En effet, Bose a créé un moteur électromagnétique à double emploi : il nécessite de l'énergie électrique pour fonctionner (étirement ou compression), mais lors du mouvement inverse (compression ou étirement), le moteur devient générateur et alimente alors un autre circuit électrique (un autre amortisseur, l'ordinateur de bord...). Ce système consomme donc beaucoup moins d'énergie que le précédent et est même très efficace. Pour se faire une idée, le système selon Bose ne "demande pas plus d'énergie qu'un tiers de la consommation d'une climatisation".

Sur les photos ci-dessous, la voiture de droite est équipée du système Bose :



Simulation d'une route cahoteuse



Véhicules dans un virage, vue de face



Véhicules dans un virage, vue de trois-quarts face

Source : site Internet de Bose [http ://www.bose.com](http://www.bose.com)

Dans ce système, le moteur, par son double rôle de consommateur et de fournisseur d'énergie, joue également le rôle de capteur : sa compression ou son étirement au passage d'un obstacle (creux ou renflement) provoque la création d'une impulsion électrique détectée par l'unité de contrôle. Celle-ci calcule le débattement et l'intensité à fournir pour contrer l'impulsion. Le système a donc l'avantage d'avoir l'encombrement des suspensions actuelles tout en étant beaucoup plus productif et sans être gourmand en énergie.

Cinquième partie

Conclusion

Les études théoriques et pratiques nous ont montré les limites des systèmes actuels (passifs), et ces premières nous ont permis de faire des analogies entre systèmes mécaniques de base et électronique. Les résultats ont été confirmés de manière pratique, avec des outils matériels et virtuels (simulation informatique). Malgré la volonté d'améliorer la modélisation, il était difficile d'améliorer confort et tenue de route, ce qui nous a donc conduit à envisager un concept de suspension automobile différent. D'où l'idée du système semi-actif qui permet de régler en temps réel le coefficient d'amortissement. Cependant, ces derniers systèmes sont limités en ne parvenant pas à assurer le compromis parfait entre confort et tenue de route.

Mais l'impossibilité d'obtenir confort et tenue de route sur une suspension automobile n'est pas une fatalité : l'étude réalisée par l'industriel du son Bose le prouve. Cinq années de recherche ont permis d'établir théoriquement que c'était possible... 19 ans plus tard, après de longues recherches, le système de suspension actif est là et fonctionne : sans ressort ni amortisseur, la voiture équipée dudit système assure le compromis parfait entre confort et tenue de route...

Sixième partie

Annexe

Photo 1



Photo 2



Photo 3

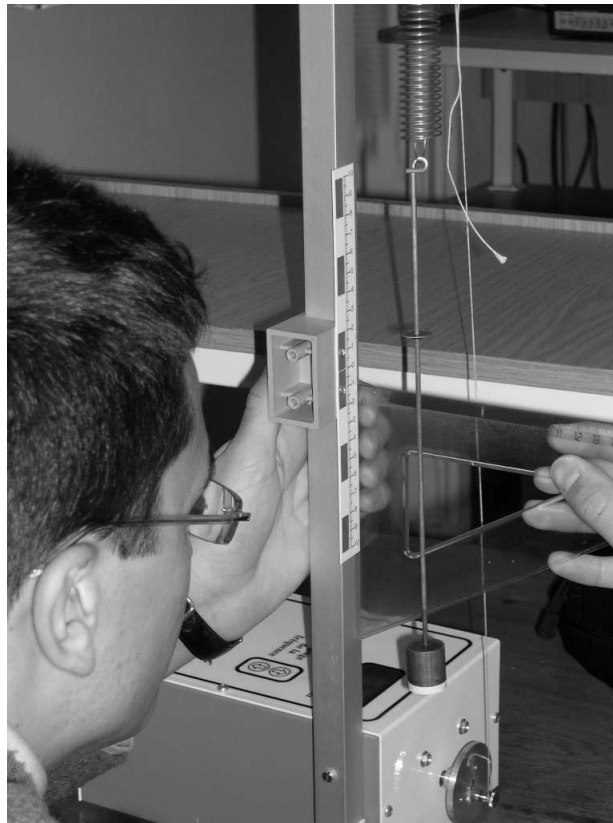


Photo 4

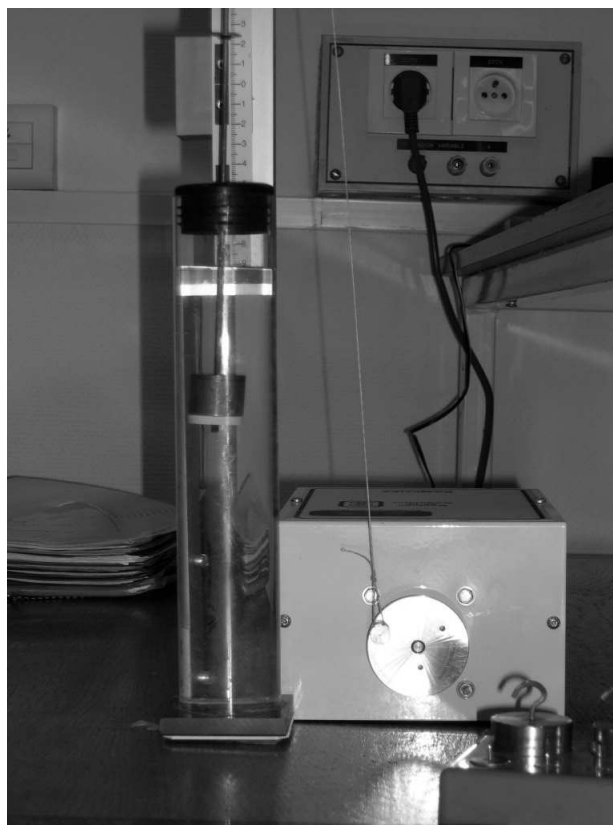


Photo 5

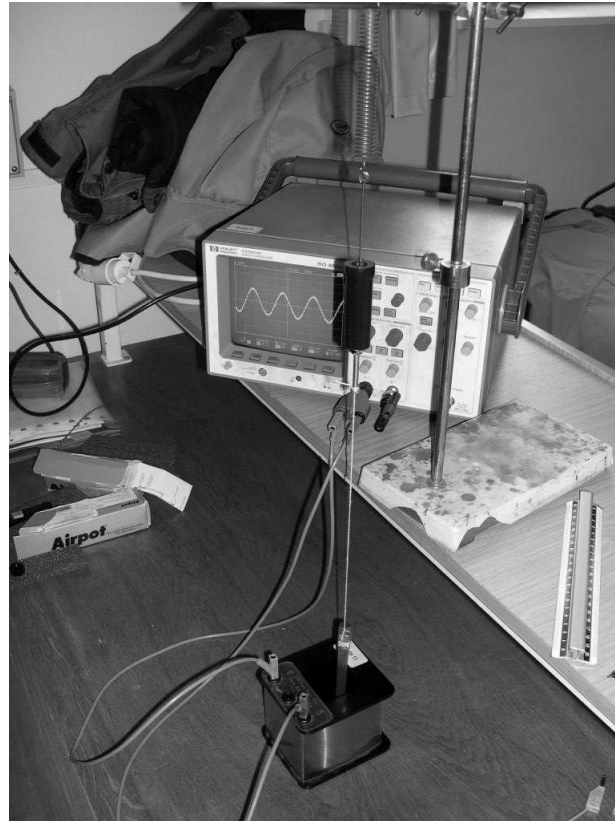


Photo 6



Photo 7

