



République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieure et de la
Recherche Scientifique



UNIVERSITE D'EL-OUED

FACULTE DES SCIENCES ET TECHNOLOGIE

Mémoire de fin d'étude

Présenté pour l'obtention du diplôme de

LICENCE ACADEMIQUE

Domaine : Sciences et Technologies

Spécialité : Génie mécanique

Option : Electromécanique industriel

Thème

Evaluation et prévention de vibration
mécanique des véhicules industriels(camion)

Devant le jury composé de

CHANOUFI Hakim

ANANE Adel

MNACER Redha

LARGOT Soulaf

Président

Examineur

Examineur

Encadreur

Présenté par

BELLABACI Abdallah

BEN ATTOUS Abdelghani

KOURICHI Oualid

2013-2014

Remerciements

Nous remercions Allah le tout puissant, qui nous a donné la force et la patience pour l'accomplissement de ce travail.

Nous remercions les chers parents qui nous ont donné la volonté pour la réussite de ce travail.

Nous exprimons toutes nos gratitude à Mr " LARGOT Soulaf ", pour l'effort fournie, les conseils prodigués, sa patience et sa persévérance dans le suivi. Cela a été un plaisir et un honneur de travailler avec quelqu'un d'aussi compétent et d'aussi cultivé.

Nous adressons également nos remerciements, à tous nos enseignants, pour leurs aides inestimables, qui nous ont donné les bases de la science.

Nous remercions très sincèrement, les membres de jury d'avoir bien voulu accepter de faire partie de la commission d'examineur.

Nous tenons à remercier aussi l'ensemble du personnel de faculté des sciences et technologies et surtout département électrotechnique .

A toute personne qui a participé de près ou de loin pour l'accomplissement de ce modeste travail.

Dédicace

Je dédie ce travail à :

A mes très chers parents et bien aimée mère symbole d'amour et patience
pour ses sacrifices inestimables.

A mes frères et mes sœurs.

A mon chéries " Abdelghani et walid "

A l'enseignant monsieur " LARGOT Soulaf "

Tous mes amis

A tous mes collègues de la promotion ELECTROMECQNIQUE 2013/2014.

A tous ceux qui m'aiment

Je dédie ce modeste travail

Avec tout mon amour et tendresse

Abdallah

Dédicace

A ma mère, symbole de la bonté par excellence, la source de
tendresse et l'exemple du dévouement qui n'a pas cessé de m'encourager
et de prier pour moi

Et en souvenir de mon père, avec amour et gratitude.

A tous mes frères et mes sœurs

A mes chéries " Abdallah et Walid "

A l'enseignant monsieur " LARGOT Soulaf "

A tous mes amis

A tous mes collègues de la promotion ELECTROMECANIQUE 2013/2014.

A tous ceux qui m'aiment

Je dédie ce modeste travail

Avec tout mon amour et tendresse

Abdelghani

Dédicace

Je dédie ce travail à :

A mes très chers parents et bien aimée mère symbole d'amour et patience
pour ses sacrifices inestimables.

A mes frères et mes sœurs.

A mon chéries " Abdelghani et abdallah "

A l'enseignant monsieur " LARGOT Soulaf "

Tous mes amis

A tous mes collègues de la promotion ELECTROMECQNIQUE 2013/2014.

A tous ceux qui m'aiment

Je dédie ce modeste travail

Avec tout mon amour et tendresse

Résumé

La conduite d'engins de chantier, de transport ou de manutention soumet les conducteurs à des vibrations qui, à la longue peuvent engendrer divers problèmes de santé. Les effets pathologique des vibrations sur l'homme sont des lombalgies. Depuis quelques années, elles sont reconnues comme maladies professionnelles. Afin de limiter leur apparition, de nombreuses mesures de prévention peuvent être mise en place: réduction des amplitudes vibratoires, choix du matériel et amélioration des conditions d'utilisation.^[1]

L'objectif des chercheurs est d'estimer les caractéristiques des vibrations transmises aux conducteurs de véhicules lourds, de caractériser leur posture et de simuler les vibrations des véhicules pour évaluer les exigences de la conception de sièges plus sécuritaires.

Dans ce travail un modèle vibratoire à été développé pour étudier les vibration induites dans un véhicule industriel (camion). Ce dernier est modéliser par un système discret à deux degrés de liberté: Tangage et le pompage de la masse du véhicule avec s suspension viscoélastique (ressort et amortisseur). A l'aide de l'approche Newtonienne, on détermine deux équations de mouvement, Cette modélisation permet d'étudier les influences de la vitesse de roulement du camion sur une route de profil déterminé, de l'amortissement de la suspension viscoélastique sur le comportement dynamique (Tangage et pompage) du véhicule. pour traiter le problème on a utilisé la méthode de résolution à laide de Matlab Simulink.

Abstract

Driving equipment, transport or handling subjecting drivers to vibration which, over time can cause various health problems. The pathological effects of vibration on humans are of low back pain. In recent years, they are recognized as occupational diseases. In order to Limit their appearance, many measures can be implemented: reduction of vibration amplitudes, choice of equipment and improvement of conditions of use:

The aim of researches is to estimate the characteristics of vibration on drivers of heavy vehicles, to characterize their posture and simulate the vibration of vehicles to assess the requirement for the design of safer seats.

In this work a vibration model was developed to study the vibration induced in a vehicle(truck). The latter is modeled by a discrete system with two degrees of freedom: pith and pumping of the mass of the vehicle with its viscoelasticity suspension (spring and damper). With the Newton approach one determines two equations of motion. This model allows to study the influences of rotation speed of the truck as it passed over a road profile determined the damping of the suspension on the viscoelastic behaviors (pith and pumping)of the vehicle. To address the problem we used the method of resolution by using Matlab Smiling.

تلخيص

أظهرت الأبحاث العلمية أن القيادة أو معدات النقل تخضع السائقين للاهتزاز مما يؤدي إلى آلام في أسفل الظهر، ففي السنوات الأخيرة أدى إلى الاعتراف بالآثار الجانبية للاهتزاز ومن أجل هذا الأخير أوجبت الدراسة إلى ظهور العديد من التدابير التي تؤدي إلى تخفيض سعة الاهتزاز وظروف استخدام المركبات الثقيلة وهدف الباحثين هو تقدير الخصائص الاهتزازية على قائي السيارات والاحتياجات اللازمة لوصف الوضعية الأمثل لهم من خلال وضع مقاعد أكثر أمانا وعلى غرار هذا الأخير تم تطوير نماذج لدراسة الاهتزازات من حيث وضع نظام متميز يسمح بدراسة التأثيرات الجانبية من حيث سرعة الشاحنات وتطبيقها على معادلة الحركة (الضخ و التخامد) ومن خلال ذلك تم وضع صورة أكثر دقة على تغيرات استعمالها بأنظمة.

LISTES DES FIGURES

Figure 2: 1 Fonction harmonique.	8
Figure 2: 2 Les paramètres caractéristiques.	10
Figure 2: 3 Domaines d'utilisation.	11
Figure 2: 4 Causes de vibration du véhicule.	14
Figure 2: 5 Degrés de liberté d'un corps rigide.	15
Figure 2: 6 Système à un degré de liberté.	15
Figure 2: 7 Représentation vectorielle des vibrations.	18

Figure 4: 1 Masse avec un mouvement de translation.	30
Figure 4: 2 Masse avec un mouvement de rotation.	31
Figure 4: 3 Amortissement visqueux (mouvement de translation).	32
Figure 4: 4 Symbole de l'amortisseur visqueux en translation.	33
Figure 4: 5 Amortisseur visqueux en rotation.	33
Figure 4: 6 Symbole de l'amortisseur visqueux en rotation.	34
Figure 4: 7 Ressort linéaire.	35
Figure 4: 8 Symbole mécanique du ressort en translation.	35
Figure 4: 9 Symbole mécanique du ressort en rotation.	36
Figure 4: 10 Profil de la route en (x,y).	37

Figure 5: 1 Véhicule en tangage et pompage.	43
Figure 5: 2 Modélisation de véhicule en pompage et tangage.	44
Figure 5: 3 Pour une Excitation avec fréquence égale 0.3 Hz.	47
Figure 5: 4 Pour une Excitation avec fréquence égale 0.8 Hz.	48
Figure 5: 5 Pour une Excitation avec fréquence égale 2 Hz.	49
Figure 5: 6 Pour une Excitation avec fréquence égale 12.5 Hz.	50
Figure 5: 7 Pour une Excitation avec fréquence égale 0.3 Hz.	51
Figure 5: 8 Pour une Excitation avec fréquence égale 0.8 Hz.	52
Figure 5: 9 Pour une Excitation avec fréquence égale 2 Hz.	53
Figure 5: 10 Pour une Excitation avec fréquence égale 5 Hz.	54

Liste de tableau

Tableau 1: 1 Les résultats de maladies professionnelles déclarées.	2
Tableau 1: 2 Métiers les plus concernés.	2
Tableau 3: 1 La durée d'exposition de référence de huit heures.	24

Sommaire

Introduction général	1
Chapitre 1: L'ETAT DE L'ART	
1-1- Introduction	2
1-2- Analyse des modèles	3
1-2-1-Modèle de Jean Paul Mathieu.....	3
1-2-2-Système de Timoshenko	4
1-3- Conclusion	6
Chapitre 2: PHENOMENE DE VIBRATION ET PROBLEME DE TRANSPORT	
2-1- Introduction	8
2-2- mouvement vibratoire	8
2-2-1 Définition de la vibration	8
2-2-2 Caractéristiques d'une vibration	11
2-2- 3-Les unités	11
2.3 classification des mouvements vibratoires:	11
2.4 Phénomène de vibration dans les machines	12
2.4 1.Apparition des vibrations:.....	12
2.4.2 Causes des vibrations dans les différents domaines de la technique	13
2.5 Caractéristique physique de vibrations	14
2.5 1.Système à un seul degré de liberté:	14
2.5.2-Vibrations libre non amorties:.....	16
2-5-3 Vibrations libres avec amortissement visqueux	17
2-5-4 Vibrations forcées non amorties:.....	17
2-5-5 Vibrations forcées avec amortisseur visqueux:	17
2-6 influence des vibration sur l'homme:	19
2.6.1 Influence des vibrations sur l'homme	20
2-6-2 Action des vibrations de très basse fréquence (<2 Hz) : Mal des transports.....	20
2-7 Effet des vibration sur les machine:.....	22
2-8 Conclusion	22
Chapitre3: LIMITES ADMISSIBLES ET PROTECTIONCONTRE LES VIBRATIONS	
3-1 Introduction	23

3-2 Limites Admissibles des vibrations (NORMES):	23
3-3 Evaluations du risque	24
3-4 Moyens de protection pour la vibration comme: (vibration globales du corps)	28
3-5 Suspension -siège.....	28
3-5-1 Introduction.....	28
3-5-2 Contraintes spécifiques	28
3-5-3 Choix d'un siège antivibratoire	29
Chapitre4: MODELISATION DES SYSTEMES MECANQUES PAR DES ELEMENTES DISCRETSNS	
4.1 Introduction.....	30
4-2 Détermination du nombre de degrés de liberté:	30
4-3 Éléments des systèmes mécanique:	30
4-3-1 Éléments de masse:	30
4-3-2Éléments d'amortisseur	32
4.3.3 Élément de ressort K:	34
4-4 vibration des véhicules routiers:	36
4-1-1 Profil calculé de la route	37
4-5- Application des équations de LAGRANGE:	38
Chapitre5: MODELISATION ET SIMULATION DU VEHICULE (CAMION)	
5-1 Elaboration du modèle:	43
5-2 Programmation	45
5-3 Les résultats de La simulation	47
Conclusion Générale et perspectives	56
Reference de bibliographies	58

Introduction général

Il est généralement reconnu que le travail impliquant la conduite véhicules est susceptible, à plus au moins long terme, d'engendrer des dos. On reconnaît également qu'un des facteurs pouvant contribuer à l'apparition de maux de dos est directement lié aux vibration que subit le conducteur assis, dus aux irrégularités du train.

Le principale objectif de ce travail consiste donc à élaborer. Un modèle vibratoire a été pour étudier les vibrations induites dans un véhicule industriel (camion) et de les simuler pour évaluer les exigences de la conception de la suspension du véhicule.

La premier partie de ce mémoire a été consacrée à l'état d'art et l'analyse des modèles élaborés pour l'études des vibration des véhicule.

Dans la deuxième partie de ce travail on montré les concepts de base relatifs à l'étude des vibrations mécanique en présentant les différentes notions nécessaires à l'accomplissement du travail puis l'influence des vibrations sur l'organisme humain qui constitue un problème d'une importance sociale particulière étant donné le grand nombre de personnes exposés a ce risque professionnel.

La troisième partie montre les limites admissibles et la protection contre le vibration puis une méthodologie de calcul pour l'Evaluation du risque (détermination de l'exposition journalière aux vibrations).

La quatrième partie est consacrée à la Ce la modélisation des systèmes mécanique, puis a la modélisation d'un véhicule industriel (camion) par un système discret à deux degrés de liberté: le Tangage et le pompage de la masse du véhicule avec sa suspension viscoélastique (ressort et amortisseur et A l'aide l'approche Newtonienne, on détermine deux équations de mouvement, cette modélisation permet d'étudier les influence de la vitesse de roulement du camion sur une route de profil déterminé, de l'amortissement de la suspension viscoélastique sur le comportement dynamique (Tangage et pompage) du véhicule.

La cinquième partie est consacrée à la méthode de résolution a l'aide de Matlab Simulink.

1-1 Introduction

Les vibrations transmises aux mains et aux bras sont définies comme les vibrations mécaniques qui, lorsqu'elles sont transmises aux mains et aux bras chez l'homme, entraînent des risques pour la santé et la sécurité des travailleurs. notamment des troubles vasculaires, des lésions ostéo-articulaires ou des troubles neurologiques ou musculaires.^[2]

Ces affections sont considérées comme des maladies professionnelles. Ceci représente environ 6 % de l'ensemble des maladies professionnelles reconnues.

En France Le décret n 2005-746 du 4juillet 2005 a marqué un tournant dans la prévention de l'exposition aux vibrations. il a conduit à renforcer la lutte contre le risque vibratoire en fixant des valeurs limites d'exposition. Il précise en outre les actions à entreprendre en cas de dépassement de ces valeurs.

La Commission des accidents du travail et des maladies professionnelles(CAT/MP)a présenté les résultats suivants.

Nombre de maladies professionnelles déclarées							
1999	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007
111	384	383	421	410	422	411	392

Tableau 1: 1 Les résultats de maladies professionnelles déclarées

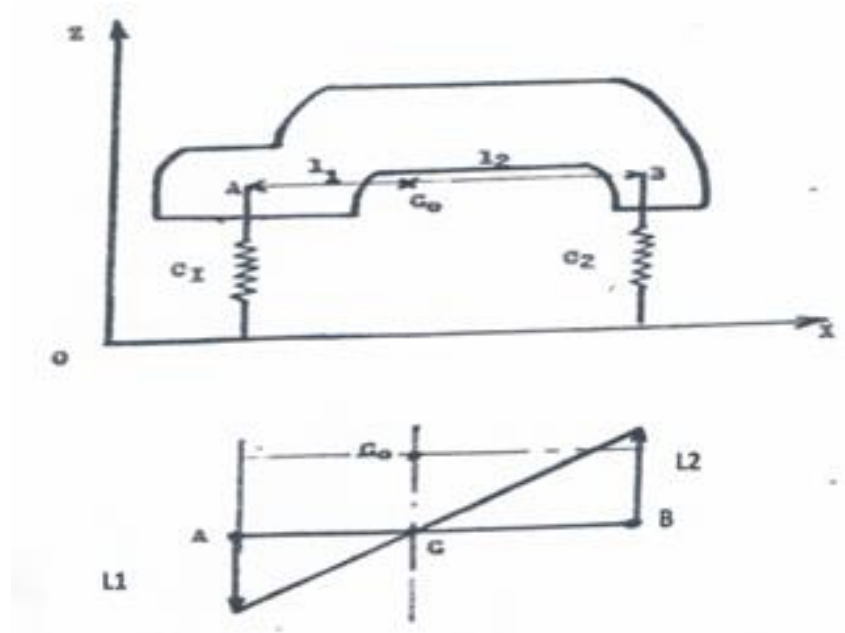
Métiers les plus concernés	
profession	Nbre de cas en 2006
Conducteurs de poids lourds et camions	186
Conducteurs des d'engins de terrassements	52
Conducteurs des chariots élévateurs	49
Conducteurs de grues d'engins de levage	17
Chauffeur de taxi et conducteur automobiles	16
Manutentionnaires	13

Tableau 1: 2 Métiers les plus concernés.

1-2- Analyse des modèles

Pour établir un modèle, du système route -suspension -camion c'est-à-dire un système reflétant le phénomène vibratoire dans un véhicule et dans le but de l'étudier et y remédier nous avons vu nécessaire l'analyse des modèles existants:

1-2-1-Modèle de Jean Paul Mathieu.^[3]



L'énergie cinétique du mouvement dans XOZ a pour expression:

$$T \frac{m}{2} \dot{z}^2 + \frac{J}{2} \dot{\varphi}^2 \dots \dots \dots (1.1)$$

L'énergie potentielle qui est définie par l'expression:

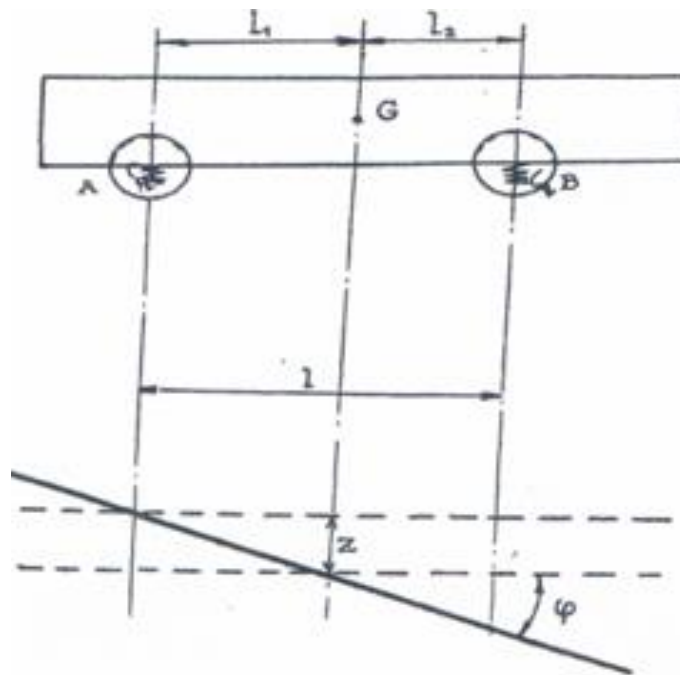
$$P = \frac{c_1}{2} (z + l_1 \varphi)^2 + \frac{c_2}{2} (z + l_2 \varphi)^2 \dots \dots \dots (1.2)$$

Les équations se seront doc:

$$m \ddot{z} + (c_1 + c_2) \dot{z} + (c_1 l_1 - c_2 l_2) \varphi = 0 \dots \dots \dots (1.3)$$

$$J \ddot{\varphi} + (c_1 + c_2) \dot{\varphi} + (c_1 l_1 - c_2 l_2) z = 0 \dots \dots \dots (1.4)$$

1-2-2-Système de Timoshenko:^[4]



L'énergie cinétique de mouvement sera:

$$T = \frac{1}{2} \frac{w}{g} \dot{z}^2 + \frac{1}{2} \frac{w}{g} \dot{\varphi}^2 \dots \dots \dots (1.5)$$

Avec: $j = \frac{w}{g} i^2$ moment d'inertie:

L'énergie potentielle pendant le mouvement:

$$P = \frac{c_1}{2} (z - l_1 \varphi)^2 + \frac{c_2}{2} (z + l_2 \varphi)^2 \dots \dots \dots (1.6)$$

L'équation finale devient:

$$\begin{cases} z'' + az'' + b = 0 \\ \varphi'' + \frac{b}{i^2} z + \frac{c_2}{i^2} = 0 \end{cases}$$

1-2-3-Modèle d'Y. Rocard:

La caisse d'un véhicule automobile considérée comme un corps rigide possède six (6) degrés de liberté : les deux translations en avant et latéralement et une rotation autour d'un axe verticale sont contrôlé par le conducteur et qui n'intéressent pas la suspension. Il reste à considérer la translation verticale de la caisse ou mouvement de « Pompage » puis une

oscillation angulaire ou roulis qui fait tourner la voiture autour de son axe longitudinal ce sont ces trois derniers mouvements qui mettent enjeu la suspension.^[5]

Si nous appelons:

Z la hauteur de centre de gravité G au dessus de sol,

Z_1 la hauteur d'un point de la voiture au dessus de l'essieu avant qui au repos est dans le plan horizontal passant par G ,

Z_2 la hauteur d'un point homologue au dessus de l'essieu arrière

Nous avons:

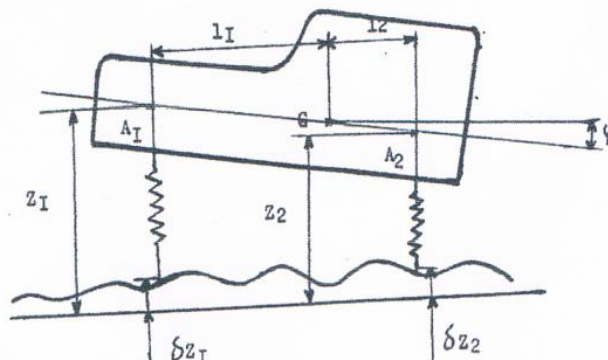
φ L'angle de tangage, avec le moment d'inertie J au tangage on aura;

Pour l'énergie cinétique:

$$T = \frac{m}{2} \dot{z}^2 + \frac{J}{2} \dot{\varphi}^2 \dots \dots \dots (1.7)$$

Pour l'énergie potentielle:

$$P = \frac{c_1}{2} (z + l_1 \varphi)^2 + \frac{c_2}{2} (z + l_2 \varphi)^2 \dots \dots \dots (1.8)$$



l_1 et l_2 étant les distances respectives de G aux essieux avant et arrière;

$c_1 c_2$ caractérisant les forces et les couples de rappel dues aux ressorts.

Si nous admettons l'existence des petites inégalités δz_1 et δz_2 sur le sol au niveau des essieux avant et arrière, on écrit pour P l'expression complète:

$$P = \frac{c_1}{2} (z + l_1 \varphi - \delta z_2)^2 + \frac{c_2}{2} (z + l_2 \varphi - \delta z_2)^2 \dots \dots \dots (1.9)$$

Ceci conduit par la méthode de Lagrange aux équations de mouvement:

$$m\ddot{z} + (c_1 + c_2)\dot{z} + (c_1l_1 - c_2l_2)\varphi = c_1\delta z_1 + c_2\delta z_2 \dots \dots \dots (1.10)$$

$$J\ddot{\varphi} + (c_1l_1 + c_2l_2)\dot{\varphi} + (c_1l_1 - c_2l_2)z = c_1l_1\delta z_1 + c_2l_2\delta z_2 \dots \dots \dots (1.11)$$

1-3- Conclusion

Après l'analyse des systèmes (modèles) abordés ci-dessus, nous pouvons noter les remarques suivantes:

- 1- Il est très important de noter en premier lieu que tous les modèles étudiés considèrent le véhicule comme un système à deux degrés de liberté à savoir:
 - le mouvement de pompage décrit par la variable Z
 - le mouvement de tangage décrit par la variable φ
- 2- Les modèles JP Mathieu, Timoshenko et d'Y. Rocard ne reflètent pas d'une bonne manière le phénomène réel car ils ne tiennent pas compte de l'amortissement, alors que tous les véhicules sont munis d'une suspension qui comporte des amortisseurs de différents types.
- 3- D'autre part, les modèles JP Mathieu, Timoshenko ne tiennent pas compte de l'influence de l'irrégularité de la route sur le mouvement du véhicule alors que cette dernière est d'une grande importance pour le modèle mathématique comme force perturbatrice (ou force d'excitation).

En tenant compte de toutes les remarques faites, le but principal de notre recherche qui consiste à déterminer puis réduire les vibrations dans un véhicule (camion), on a élaboré un modèle argumenté comme suit:

- 1) les deux translations (en avant et latérale) et la rotation autour d'un axe OZ sont des mouvements contrôlés par le conducteur et n'intéressent pas la suspension.
- 2) lors de la rotation autour d'un axe longitudinal OX (le roulis on estime que le niveau de vibration des points de jonction roue corps de la machine) est le même des deux cotés ce qui nous a permis de prendre le schéma du véhicule dans un seul plan (son plan de symétrie XOZ) et par conséquent il y aura une simplification importante du modèle mathématique et conduit à des résultats (amplitude des oscillations) plus précis.
- 3) tous les systèmes de suspension réels sont des systèmes non linéaires, mais en se basant sur la supposition que l'amplitude des vibrations du corps de la machine n'est grande par rapport au déplacement maximal des ressorts vérins (d'après la construction), on peut considérer le système de suspension comme un système linéaire.
- 4) le système proposé sera donc, un système à deux degrés de liberté à savoir:

- un déplacement vertical selon l'axe OZ: le pompage décrit par la variable "z" du corps du camion.
- une rotation autour de l'axe transversal OY du corps de la machine: le tangage décrit par le variable φ

Et qui donne la possibilité de:

- a) détermination et analyser la vibration d'un système selon la direction Z, estimée importante par rapport à l'autre direction.
- b) analyser et vérifier les camions existants d'après cet indice (le niveau de vibration) car jusqu'à notre jour, on ne tient pas compte de cette exigence.
- c) étudier l'influence de l'état des routes sur les vibrations transmises à l'homme ainsi que la vitesse de mouvement du camion.

2-1 Introduction

On dit qu'un ensemble mécanique est le siège de vibrations s'il est animé de petits mouvements au voisinage d'une position d'équilibre. Une vibration est définie à l'aide de une ou de plusieurs fréquences ; elle est également caractérisée par son amplitude.

2-2- Mouvement vibratoire

2-2-1 Définition de la vibration

Par définition, la vibration est une variation dans le temps de la valeur d'une grandeur donnée, propre au mouvement, voire de la position d'un système mécanique, lorsque la grandeur dont il est question est soit plus grande soit plus petite que la valeur moyenne connue comme valeur de référence.^[6]

Un corps vibre lorsqu'il est animé par un mouvement oscillatoire alors qu'il se trouve en position d'équilibre (figure 2. 1).la forme la plus simple de mouvement oscillatoire est la forme sinusoïdale caractérisée par une amplitude, une fréquence et une phase.

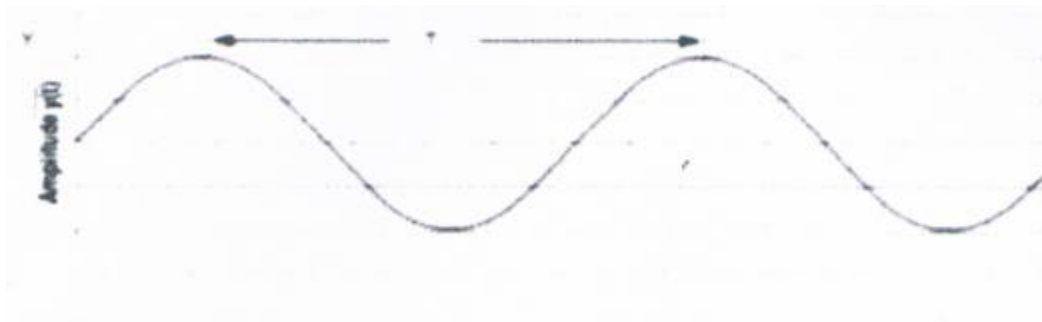


Figure 2: 1 Fonction harmonique.

Un mouvement vibratoire est défini par une fonction sinusoïdale du type:

$$y(t) = Y \sin(\omega t + \theta) \dots \dots \dots (2.1)$$

Ou:

$Y(t)$: Désigne la fonction harmonique simple;

Y : Représente l'amplitude .c'est la valeur maximale de fonction harmonique;

t : Est la variable temporelle (en secondes);

θ : L'angle de phase à l'origine de la fonction (rad);

ω : La pulsation en (rad/s);

La relation entre pulsation, fréquence et période est défini comme suit:

$$T = \frac{2\pi}{\omega} = \frac{1}{f} = \frac{60}{N} \quad (2.2)$$

Ou:

T :La période en(s);

f : Désigne la fréquence qui représente le nombre de période par unité de temps en(Hz);

N : représente le nombre de tours/minutes.

On entend par vibration périodique une grandeur qui se produit de manière identique et à intervalles réguliers en regard d'une variable dont elle dépend (temps, espace ...).

Le mouvement harmonique peut être généralisé par un mouvement périodique s'il y a répétition du mouvement après une période du temps donnée T. ainsi nous pouvons écrire:

$$y(t) = y(t + T) \dots \dots \dots (2.3)$$

T: destiner la période (temps qu'il faut pour faire un tour), et est définie comme étant l'inverse de la fréquence (2.2).

2-2-2 Caractéristiques d'une vibration

- **Déplacement:**

Tout déplacement est une grandeur vectorielle qui définit le changement de position d'un corps ou d'un point donné par rapport à un système de référence.

Se dernier se compose d'un système d'axes se rapportant à la position du repos ou une position d'équilibre.

Un déplacement est qualifié de « déplacement relatif par rapport à un système de référence autre que le système de référence de base. Pour calculer le déplacement relatif entre deux points, il suffit de faire la différence vectorielle entre les déplacements de ces deux points.

Considérons une fonction de déplacement de type harmonique:

$$y(t) = y \sin(\omega t + \dots \dots \dots) (2.4)$$

L'amplitude du signal est Y et sa fréquence est

$$f = \frac{\omega}{2\pi}$$

- **Vitesse:**

La vitesse représente la dérivée de déplacement par rapport au temps et est définie comme étant comme la limite de dx/dt quand dt tend vers 0.

La vitesse est la dérivée de la fonction de déplacement:

$$y(t) = \omega Y \cos(\omega t + \theta) = \omega Y \sin\left(\omega t + \theta + \frac{\pi}{2}\right) \dots\dots\dots(2.5)$$

par conséquent, nous pouvons dire que la vitesse vibratoire est un signal harmonique déphasé de $\pi/2$ par rapport au déplacement avec le même fréquence, mais dont l'amplitude V est égale à ωY .

- **Accélération**

L'accélération est un vecteur qui représente la dérivée de la vitesse par rapport au temps.

L'accélération est un signal harmonique:

$$\ddot{y}(t) = -\omega^2 Y \sin(\omega t + \theta) \dots\dots\dots(2.6)$$

L'accélération est donc un signal harmonique, déphasé de $\pi/2$ degré par rapport la vitesse et de 2π degré par au déplacement.

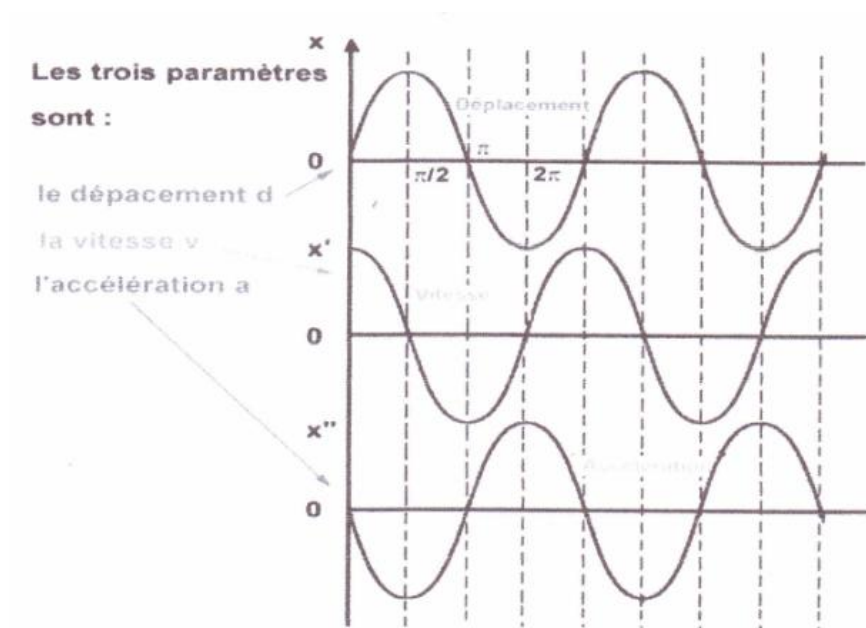


Figure 2: 2 Les paramètres caractéristiques.

- **Domaines d'utilisation:**

Le paramètre à mesurer dépendra de la fréquence du phénomène à étudier.

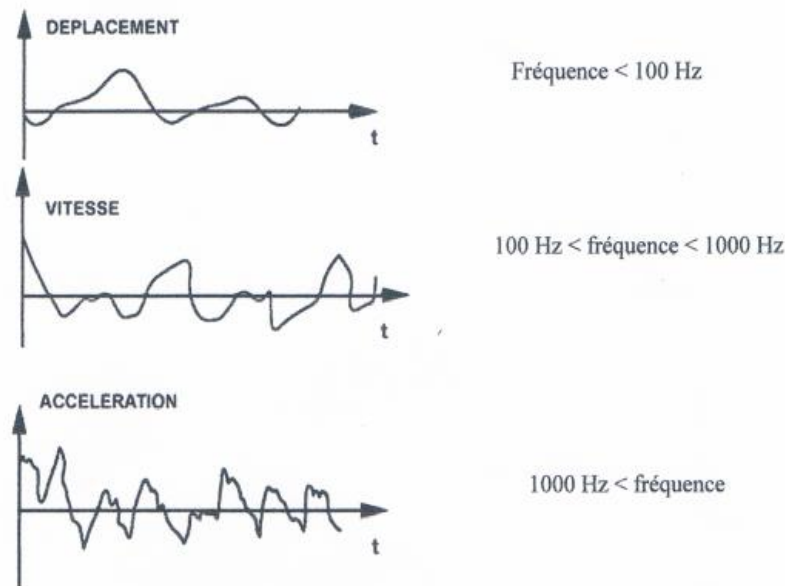


Figure 2: 3 Domaines d'utilisation.

2-2- 3-Les unités

Dans la pratique, la vitesse représente l'unité de mesure principale de vibration agissant sur l'homme opérateur mais parfois le déplacement pour les fréquences de 1 à 10 HZ.

D'une autre part, la vitesse des vibrations est exprimée par deux valeurs soit:

- la valeur absolue de la vitesse exprimée en cm/s ou m/s.
- le niveau relatif de la vitesse ou le niveau de la vitesse dans le décibel dB.

$$V_{db} = 20 \lg \frac{v}{5,10^{-6}} \dots\dots\dots(2.7)$$

Ou 5.10^{-6} est la valeur de la vitesse vibratoire prise par convention comme valeur standardisée et minimale et V, la valeur absolue de la vitesse on cm/s.

- La fréquence d'oscillation exprimée en Hertz est la deuxième caractéristique principale de la vibration en pratique.

2-3 classification des mouvements vibratoires

Les mouvements vibratoires peuvent titre classes d'après un certain nombre de critères.^[7]

a)D'après le nombre de degrés de liberté

- vibrations en systèmes à un seul degré de liberté
- vibrations en systèmes à deux degrés de liberté
- vibrations en systèmes à un nombre infini de degrés de liberté

b) D'après les causes qui produisent le mouvement vibratoire

- vibrations naturelles ou vibrations libres, produites par une impulsion initiale, le système ne recevant plus d'énergie de l'extérieur. Ces vibrations peuvent être non amorties (en théorie continuant à l'infini), ou amorties.
- vibrations entretenues, produites sous l'influence d'une force périodique, extérieure au système.
- vibrations paramétriques, produites par une variation provoquée de l'extérieur, d'un paramètre (masse, constante élastique, etc...).

c) D'après la forme de l'équation différentielle du mouvement

- vibrations linéaires ou vibrations, en systèmes linéaires dont l'équation différentielle est une équation linéaire.
- vibrations non linéaires, sujettes à des équations différentielles non linéaires.

d) D'après la nature de l'objet qui vibre

- vibrations des machines stationnaires, soit dans leur ensemble soit de leurs éléments constituant (arbres, roues, ressorts, etc...).
- vibrations des véhicules : (voitures automobiles, avions navires).
- vibrations des bâtiments et autres constructions.

e) D'après la nature du mouvement vibratoire de translation

- vibration de rotation. Lorsque l'élément élastique qui est l'arbre d'une machine, la vibration est appelée vibration de la torsion.

2-4 Phénomène de vibration dans les machines

2-4- 1Apparition des vibrations:

Les premières machines réalisées aux débuts de la technique se caractérisaient par des vitesses réduites par des dimensions exagérées et par un poids élevé par rapport à l'unité de puissance. Dans ces machines, les fréquences propres étaient supérieures aux fréquences des forces perturbatrices aussi les pièces composantes se comportaient-elles, quant aux.

Vibrations, comme si elles étaient parfaitement rigides. Ces machines n'en présentaient pas moins des phénomènes vibratoires lorsqu'elles étaient posées sur des fondations .c'est-à-dire qu'elles vibraient dans leur ensemble, sur des couches élastiques a. fréquences propres de valeur réduite, L'un des principaux objectifs du développement de la technique moderne a été la diminution. Incessante du poids des machines par unité de puissance, s'accompagnant donc de l'accroissement permanent des vitesses. Dans ces machines, les spectres des fréquences propres des forces, perturbatrices sont partiellement juxtaposés, ce qui augmente la possibilité d'apparition du phénomène de résonance.

Ce phénomène de résonance représente une influence négative d'une part sur l'état de santé de l'opérateur desservant ces machines et qui s'y trouve en contact permanent, et d'une autre

part sur la machine même (en premier lieu la fatigue puis la détérioration et la cassure de quelque éléments).

2-4-2 Causes des vibrations dans les différents domaines de la technique

Les causes de vibrations trouvées dans les machines et dans les constructions de fabrications sont assez variées, depuis le processus technologique ou le mode de fonctionnement de la machine, jusqu'aux imprécisions d'exécutions ou de montage, aux usures et aux défauts de fonctionnement,

a) Vibrations dues aux imprécisions d'exécution

Le meilleur exemple est celui du rotor des différentes machines à grand nombre de tours, comme par exemple, les turbines à vapeur et à gaz, les machines électriques, les meules des rectifieuses etc.. Lorsqu'un rotor n'est pas parfaitement équilibré, son centre de gravité présentant une excentricité (e), la force centrifuge rotative qui prend naissance est $P = m e \omega^2$, où m : est la masse du rotor et ω sa vitesse angulaire.

b) Vibrations dues aux assurer ainsi qu'aux défauts d'exécution et de

Montage

L'usure d'un palier produit des jeux et le désaxage de l'arbre et par conséquent, la naissance de forces non équilibrées génératrices de vibrations. Le déséquilibre et les vibrations de l'axe se produisent également lorsque quelques aubes d'une turbine se cassent, ou lorsqu'une meule de rectification présente une usure non uniforme.

c) Vibrations des véhicules

Les véhicules sur rail et sur route sont soumis aux vibrations provoquées en premier lieu par les irrégularités de la route et sa déformation. Les recherches ont montré, que l'état de la route, la vitesse, le comportement pendant la circulation peuvent avoir une influence sur l'apparition des vibrations, et la nature de ces dernières est déterminée par la courbure des pneus, par le chargement et par l'amortissement.

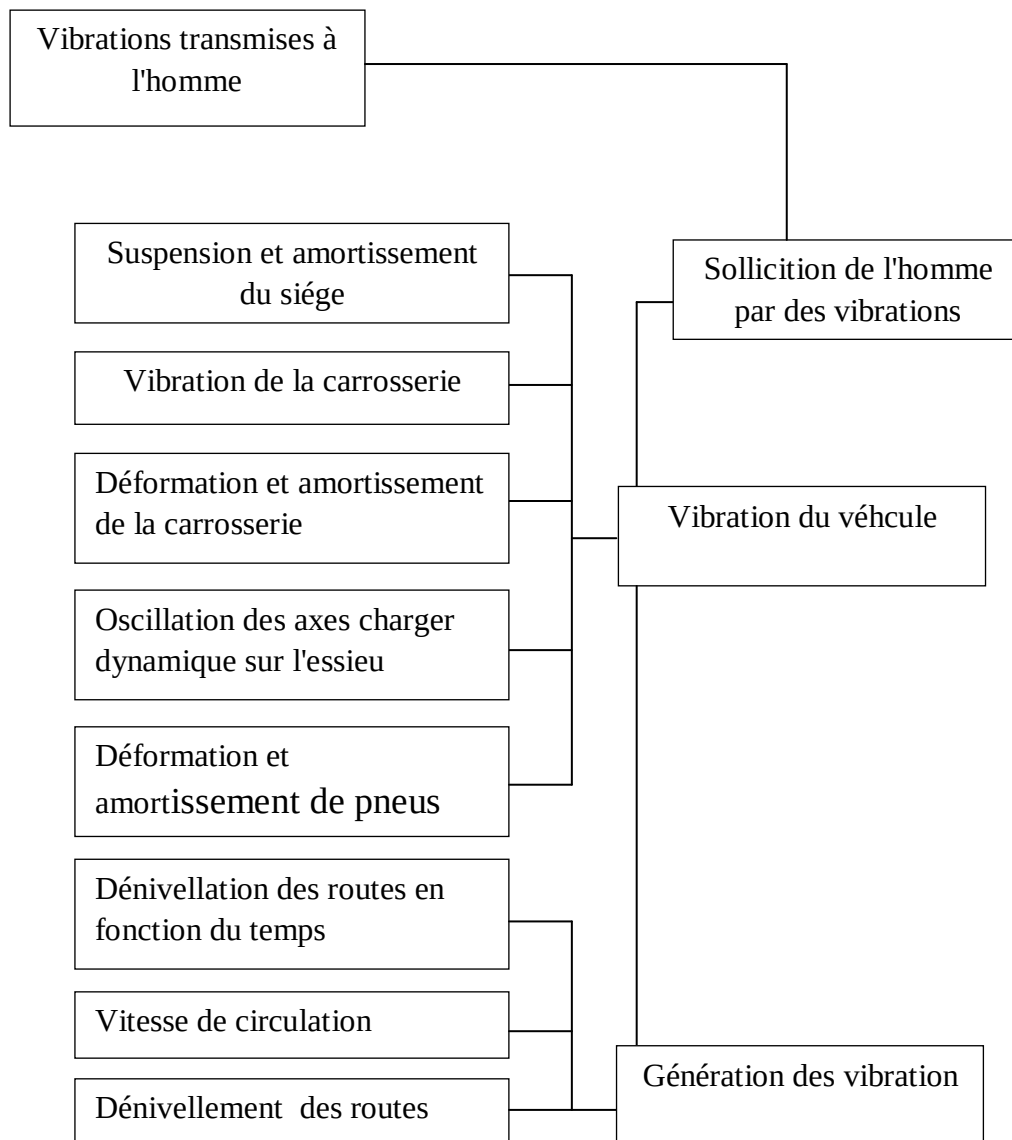


Figure 2: 4 Causes de vibration du véhicule.

2-4 Caractéristique physique de vibrations

2-5- 1Système à un seul degré de liberté

On dit qu'un système mécanique possède un seul degré de liberté quand, a chaque instant, sa position géométrique peut être définie par un seul nombre.

Un corps solide libre dans l'espace est à six degrés de liberté dont trois de translation et trois de rotation.

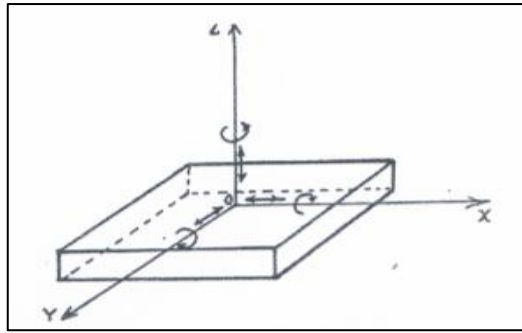


Figure 2: 5 Degrés de liberté d'un corps rigide.

Système a un seul degré de liberté

Soit une masse m suspendue par un ressort, la raideur du ressort est définie par une constante C qui est par définition le nombre de kilogrammes nécessaires pour allonger le ressort d'un centimètre. Entre le point de suspension et la masse, il y a un mécanisme amortisseur à air ou à l'huile.^[8]

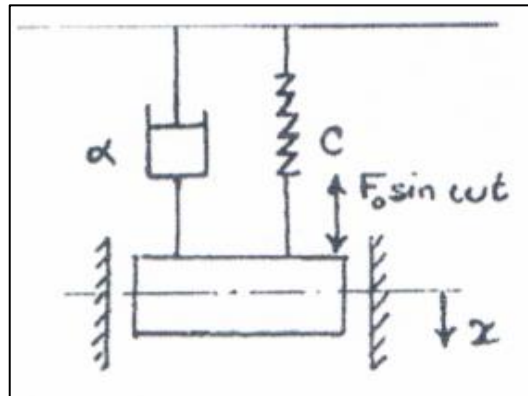


Figure 2: 6 Système à un degré de liberté.

Supposons que sur la masse " m " agit une force alternative de la forme $F \sin wt$ provenant d'un autre mécanisme quelconque. Le problème consiste à étudier le mouvement de la masse sous l'influence des forces extérieures qui agissent sur elle. En d'autres termes, si x est la distance entre

une position instantanée et la position d'équilibre de la masse, nous voulons connaître x en fonction du temps.

La force élastique due au ressort a pour valeur Cx tant que le ressort employé suit la loi de Hooke de proportionnalité entre les forces et les allongements. Elle est négative, car le ressort tire vers le haut quand le déplacement est dirigé vers le bas. La force élastique s'exprime donc par $-C \cdot x$.

- La résistance visqueuse qui agit sur la masse est une force dirigée en sens inverse de la vitesse dx/dt .

L'ensemble des forces agissant sur la masse est donc :

$$-c \cdot x - a \frac{dx}{dt} + F_0 \sin wt \dots\dots\dots(2.8)$$

Distance en appliquant la loi de NEWTON il vient:

$$m \frac{d^2x}{dt^2} = c \cdot x - a \frac{dx}{dt} + F_0 \sin wt \dots\dots\dots(2.9)$$

Ou bien:

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + a \frac{dx}{dt} + c \cdot x = F_0 \sin wt \dots\dots\dots(2.10)$$

Cette équation importante (1.1) est connue sous le nom d'équation différentielle du mouvement d'un système vibrant à un seul degré de liberté: on appelle généralement:

$m \frac{d^2x}{dt^2}$ = Force d'inertie.

$a \frac{dx}{dt}$ = Force résistante ou d'amortissement.

$F_0 \sin wt$ = force élastique.

Avant de chercher les solutions de l'équation générale nous allons étudier quelques cas simples très importants:

2-5-2 Vibrations libre non amorties:

S'il n'y a pas de force extérieure $F_0 \sin wt$, et pas de résistance ($a = 0$) l'équation (2.10) devient:

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + c \cdot x = 0 \dots\dots\dots(2.11)$$

La déformation x est donc une fonction du temps telle que,

$$x = c_1 \sin \sqrt{\frac{c}{m}} \cdot t + c_2 \cos \sqrt{\frac{c}{m}} \cdot t \dots\dots\dots(2.12)$$

Ou C_1 et C_2 sont des constantes arbitraires.

Si le système part d'un déplacement initial x_0 sans avoir de vitesse initiale, les constantes sont $c_1 = x_0$ et $c_2 = 0$ donc

$$x = x_0 \cos \sqrt{\frac{c}{m}} \cdot t \dots\dots\dots(2.13)$$

C'est ce mouvement que l'on appelle vibration libre ou vibration naturelle. La période propre $T_n = 2\pi (m/c)^{1/2}$.

On écrit souvent $(c/m)^{1/2} = \frac{2\pi}{T} = \omega$ que l'on appelle la pulsation propre.

La fréquence propre est f_n :

$$f_n = \frac{1}{T} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c}{m}} = \frac{\omega_n}{2} \dots\dots\dots(2.14)$$

Exprimée en cycles par secondes.

2-5-3 Vibrations libres avec amortissement visqueux

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + a \frac{dx}{dt} + c \cdot x = 0 \dots\dots\dots(2.15)$$

En supposant que la solution soit $x = e^{st}$ l'équation devient : $(ms^2 + as + c) e^{st} = 0$ En intégrant, on trouve:

$$x = c_1 \cdot e^{s_1 t} + c_2 \cdot e^{s_2 t} \dots\dots\dots(2.16)$$

Avec:

$$s_{1,2} = -\frac{a}{2m} \pm \sqrt{\left(\frac{a}{2m}\right)^2 - \frac{c}{m}} \dots\dots\dots(2.17)$$

C_1 et C_2 étant des constants arbitraires:

2-5-4 Vibrations forcées non amorties:

Un autre cas particulière où $a \cdot dx/dt$ est nul, l'équation (2.11) devient:

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + c \cdot x F_0 \sin wt \dots\dots\dots(2.18)$$

Posant $x = n_0 \sin wt$, il vient:

$$n_0(c - mw^2) = F_0 \dots\dots\dots(2.19)$$

$$n_0 = \frac{F_0}{-1 \frac{c - mw^2}{c}} = \frac{F_0/c}{-1(w/w_n^2)^2} \dots\dots\dots(2.20)$$

de sorte que:

$$x = \frac{F_0/c}{-1(w/w_n^2)^2} \sin wt \dots\dots\dots(2.21)$$

Est une solution particulière, pour une valeur w/w voisine de l'unité, l'amplitude.

$$x_0 = \frac{F_0/c}{-1(w/w_n^2)^2} \sin wt \text{ Ten Tend vers l'infini.}$$

C'est le cas de la résonance $w = w_n$

2-5-5 Vibrations forcées avec amortisseur visqueux

Considérons l'équation (2.18) avec un second membre:

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + a \frac{dx}{dt} + c \cdot x = F_0 \sin wt \dots\dots\dots(2.22)$$

La solution de cette équation n'est autre que la somme de la solution générale de l'équation sans second membre plus une solution particulière de l'équation avec second membre. La solution de l'équation (générale) sans second membre a été obtenue:

$$x = s^{-a/2m \cdot t} (c_1 \cos qt + c_2 \sin qt) \dots\dots\dots(2.23)$$

Donc:

$$x = s^{-a/2m \cdot t}(c_1 \cos qt + c_2 \sin qt) + sol. part \dots\dots\dots(2.24)$$

Il suffit donc de calculer une solution particulière. Admettons que x soit du type:

$$x = c \sin(wt - 0) = A \sin wt + B \cos wt \dots\dots\dots(2.25)$$

Portant cette quantité dans (2.18), dès lors, on peut présenter quatre forces de (2.19) par des vecteurs.

Soit $x = 0$ si $h(wt - \zeta)$ le déplacement, ou ζ et sont inconnus Ce déplacement est représenté par Le vecteur pointillé. La force élastique $-cx_0$ du ressort a une l'amplitude Cx_0 et est dirigée vers le bas sur le diagramme. La force- d'amortisse mont- adx/dt a une amplitude Cwx_0 , elle est en avance de $\pi/2$ du vecteur élastique. La force $-m d^2x/dt^2$ d'inertie a une amplitude $mw^2 x_0$, elle est en avance de $\pi/2$ sur la force résistante, enfin la force $F_0 \sin wt$ extérieure est an avance de ζ_0 sur le déplacement $x_0 \sin(wt - \zeta)$.

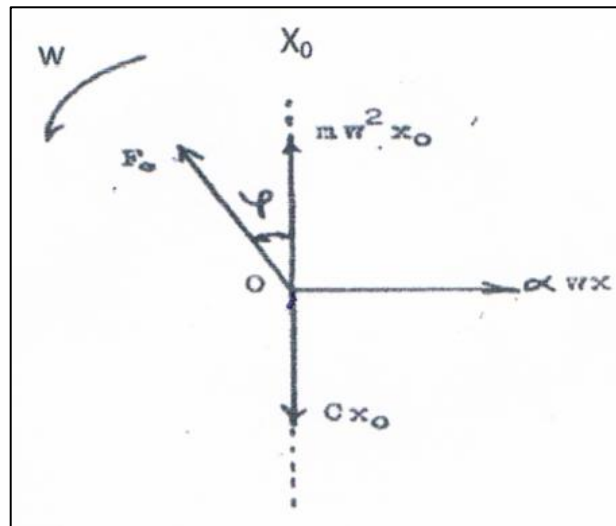


Figure 2: 7 Représentation vectorielle des vibrations.

Comme la somme de ces quatre forces doit être nulle (Principe de l'inertie), les projections verticale et horizontale de la résultante doivent être nulles:

Composante verticale: $Cx_0 - mw^2 - F_0 \cos \zeta = 0$

Composante horizontale: $awx_0 - F_0 \sin \zeta = 0$

D'eu nous tirons:

$$x_0 = \frac{F_0}{\sqrt{(aw)^2 + (c-mw^2)^2}} = \frac{F_0/c}{\sqrt{1 - \left(\frac{w}{w_n}\right)^2 + \left(\frac{2c}{c_{cr} \cdot w_n}\right)^2}} \dots\dots\dots(2.26)$$

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{\pi \cdot a}{c - m \omega^2} = \frac{2 \frac{c}{c_{cr}} \frac{\omega}{\omega_n}}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \dots \dots \dots (2.27)$$

Ces expressions ou $x_0 \zeta$ et sont des rapports mettent en évidence donc la fréquence réduite ω/ω_n et l'amortissement relatif C/C_{cr} ou C_{cr} est l'amortissement critique:

$$C_{cr} = 2m \sqrt{\frac{c}{m}} = 2m \sqrt{cm} = 2m \cdot \omega_n \dots \dots \dots (2.28)$$

En vibrations amorties, on distingue trois types de pulsations qui coïncident pour $a=0$.

- 1- pulsation naturelle non amortie: $\omega_n (c/m)^{1/2}$.
- 2- pulsation naturelle avec amortissement $q = \sqrt{\frac{c}{m} - \left(\frac{a}{2m}\right)^2} \dots \dots \dots (2.29)$
- 3- pulsation d'amplitude forcée maximum, ou fréquence de résonance (pour les faibles valeurs de l'amortissement ces trois pulsations sont très proches l'une de l'autre).

2-6 influence des vibration sur l'homme

L'un des principaux buts de la mesure des vibrations est de déterminer du point de vue quantitatif la grandeur des amplitudes des déplacements, des vitesses et des accélérations, pour constater si elles sont supérieures ou inférieures aux limites admissibles. Il s'agit donc de connaître certaines limites admissibles pour les nombreux endroits soumis aux vibrations. Les grandeurs caractéristiques des vibrations sont limitées par les facteurs suivants:

- i l'effet sur l'homme.
- l'effet sur les machines et les appareils.

L'influence des vibrations sur l'organisme humain constitue un problème d'une importance sociale particulière étant donné le grand nombre de personnes exposées à ce risque professionnel. Ainsi partout dans le monde des recherches se poursuivent par exemple:

- A l'institut d'études des machines A. Blagonravov de l'académie des sciences de l'URSS, on a créé un complexe d'information et de mesure universelle pour les essais des vibrations. Il permet de déterminer l'effet sur l'organisme humain des vibrations dues au fonctionnement des moyens de transport et différents équipements. On élabore des systèmes efficaces de protection contre les vibrations des conducteurs, ouvriers de machines outils, bâtisseurs de routes, opérateurs d'installations industrielles.
- Dans le département de mines de S. I. M Grenoble, on effectue des recherches pour l'amélioration des conditions de travail du mineur de fond pour demander aux constructeurs de matériel de mines de livrer leurs réflexions sur le confort du conducteur d'engin.
- Toujours dans le même contexte et dans le but de recueillir des informations, sur les facteurs qui déterminent le confort du conducteur, un siège multi réglable a été construit au laboratoire de biomécanique de l'institut national des recherches sur le transport et leur sécurité en France (I.N.R.E.T.S)

- ainsi d'autres recherches toujours dans le but de protéger le conducteur contre les vibrations des engins s'effectuent en Yougoslavie, Roumanie / G / et au Canada.

2-6-1 Influence des vibrations sur l'homme

Le corps humain est un ensemble hétérogène d'organes de tissus et structures osseuses qui transmettent, comme tout système physique, les variations extérieures de forces qui leurs sont appliquées. Ces tissus et organes se comportent comme des filtres qui atténuent ou amplifient les vibrations en fonction de leur fréquence. Si l'homme peut tolérer sans douleur que son corps soit soumis à des oscillations de plusieurs mètres à 0,05 Hz, cette amplitude doit être réduite à quelques millimètres pour 5 Hz et quelques microns pour 500 Hz. Une autre différence essentielle distingue les fréquences vibratoires la sensibilité des mécanos récepteurs physiologiques.

Les canaux semi-circulaires de l'oreille interne ne sont sensibles qu'à des mouvements très lents alors que les récepteurs musculaires transmettent des signaux nerveux liés à vibrations. Jusqu'à 200Hz, enfin certains récepteurs cutanés, ne sont pour leur part, sensibles qu'aux variations dynamiques de fréquence comprise entre 40 et 1000 Hz.

On distingue successivement:

- l'action des vibrations de très basse fréquence (<2Hz) sur le vestibule et le mal des transports.
- l'effet des vibrations de basses fréquences (2 à 20 Hz) agissant sur l'ensemble du corps humain, en particulier dans les véhicules.
- le mode de perception et les limites de tolérance de vibrations de hautes fréquences (20 à 1000 Hz) et leur rôle dans l'apparition des troubles des membres supérieurs par action des outils vibrants.

2-6-2 Action des vibrations de très basse fréquence (<2 Hz) : Mal des transports

Le mal de transport a été décrit dès l'antiquité, les mouvements des bateaux, de la voiture, de l'avion, du train produisent des nausées et des vomissements chez certains sujets d'autant plus nombreux que les conditions sont plus sévères.

Cette symptomatologie digestive peut orienter à tort vers une origine abdominale des troubles.

Il s'agit en réalité de manifestations du système nerveux autonome déclenchées par des perceptions vestibulaires.

Le pourcentage de sujets atteints du mal des transports est estimé à 10 % dans les transports aériens et 8% chez les marins professionnels; l'intensité des troubles baisse avec l'âge et l'entraînement. Le mal de transport se manifeste par degrés:

- Atteinte discrète: nausées apparaissant tardivement.
- Atteinte Légère: nausées, pâleur, l'interruption du voyage permet le rétablissement rapide.

- Atteinte moyenne: vomissements, l'interruption du voyage permet le rétablissement au moins de trois minutes.
- Atteinte sérieuse : vomissements, les nausées commencent dès le début du voyage, les malaises ne s'arrêtent qu'après un arrêt dépassant trois minutes.
- Atteinte grave; vomissements, fortes nausées apparaissant dès le début du voyage, l'arrêt du voyage est exigé par les troubles qui ne disparaissent que lentement.

Toutes les formes de mal de transport ont en commun le fait d'être associées à des mouvements de très basses fréquences (<2 Hz). La périodicité des mouvements dans les voitures de tourisme se situe entre 0.6 et 1 seconde. Les voitures les mieux suspendues ont la périodicité plus longue et favorisent le mal d'automobile.

- **Effet des vibrations de basses fréquences (2 à 20 Hz)**

Quand l'homme est soumis à des vibrations ayant un point d'application convenable (pieds, tronc) l'organisme subit dans son ensemble l'effet de ces mouvements imposés. Cependant l'action des vibrations sur les diverses parties du corps n'est pas identique et certains organes sont déplacés plus violemment que d'autres.

Les troubles parfois très sérieux qui en découlent on les rencontre surtout quand les fréquences des vibrations se situent entre 2 et 20 Hz.

- **Outils de fréquence dominante entre 40 et 300Hz**

L'amplitude de ces vibrations est moindre dans ce cas (5/10) de millimètre à 05 millimètres pour les fréquences plus basses), il s'agit des maladies de mineurs d'ouvriers burineurs de la sidérurgie ou de la métallurgie. Ces troubles vaso-moteurs peuvent apparaître rapidement après l'embauche mais ils sont habituellement discrets et fugaces.

Les troubles importants ne sont guère notés avant Six mois et apparaissent en moyenne au bout de deux ans. Ils sont constitués par le phénomène du (doigt-mort), C'est à dire la perte passagère de la sensibilité du doigt et surtout par ces crises. Ces crises se déroulent en deux phases dans la première période les doigts sont Blancs puis bleus. Il existe une sensation de froid et d'engourdissement. La deuxième période s'annonce par des douleurs et des picotements des doigts qui deviennent rouges et parfois violets. La sensation de brûlures peut devenir intense.

- **Outils de fréquence dominante située au delà de 300Hz**

L'amplitude de vibrations des outils dont la fréquence dominante dépasse 300 Hz est de l'ordre de quelques centièmes de millimètres. On note des troubles trophiques et sensitifs de la main. Les outils les plus dangereux sont des polisseuses.

Les troubles peuvent apparaître très rapidement après le début de l'exposition au risque en 1 ou 2 mois. Le système le plus habituel est la douleur à type de brûlure pouvant s'accompagner d'engourdissement et de paresthésies.

Le changement 'objectif le plus courant est le gonflement avec souvent une coloration rouge ou violette de la peau, dans certains cas, la douleur atteint la main, l'avant bras, le bras et même l'épaule.

2-7 Effet des vibration sur les machine

Les vibrations mécaniques font souvent des apparitions non désirées et gênantes sur les machines, Elles portent atteinte non seulement au fonctionnement correct mais aussi à la durée de vie des machines et des installations. Les vibrations sont la cause la plus fréquente d'avaries telles que détérioration de roulements, matage des paliers lisses, cassure d'éléments mécaniques, ruptures de soudures, dévissage de liaisons visées, frottement de rotors contre d'autres pièces mobiles...

Le nombre de ces incidents pourrait être considérablement abaissé si l'on prenait la précaution de surveiller le niveau vibratoire de la même manière que l'on surveille déjà couramment des paramètres tels que la puissance la vitesse, ou la pression d'huile d'une machine. Grâce à une maintenance préventive par le contrôle des vibrations, il est possible de choisir en toute objectivité la périodicité d'entretien optimum et éviter ainsi des accidents graves et coûteux. ^[9]

La surveillance des vibrations contribue ainsi à la sécurité en général et est la sauvegarde de la valeur de l'installation. Le choix d'une méthode de surveillance doit être l'aboutissement d'un raisonnement précis qui tient compte des paramètres suivants:

- Type de machine, vitesses de rotation, masses en mouvement.
- Valeur de la machine.
- Importance de la machine pour la production.
- Nombre de machines à surveiller et répartition géographique de celles-ci.
- Organisation du service de maintenance.
- Risques encourus par le personnel en cas d'accident.

En fonction des réponses à ces différentes questions on a le choix entre quatre méthodes de maintenance:

- 1- Le relevé périodique du niveau de vibration.
- 2- Le relevé permanent du niveau de vibration (enregistrement).
- 3- La surveillance automatique du niveau avec un seuil d'arrêt.
- 4- L'analyse de vibration.

2-8 Conclusion

Dans ce chapitre on présente comment vibrations et donnant leurs caractéristiques et surtout les caractéristiques physiques de ces vibrations, et nous avons aussi donné l'influence des vibrations sur l'homme et leurs dangers, et les vibrations sont la cause la plus fréquente d'avaries donc on parle de l'effet des vibrations sur les machines.

3-1 Introduction

L'exposition aux vibrations est possible dans l'exercice de nombreuses professions où un travailleur est en contact avec de la machinerie ou du matériel vibrant. Lorsqu'un travailleur est assis ou se tient debout sur un plancher ou un siège vibrant, l'exposition produit des effets sur presque tout le corps. C'est ce qu'on appelle une exposition aux vibrations globales du corps. Le risque de lésion dépend de l'intensité et de la fréquence des vibrations, de la durée (années) de l'exposition et de la partie du corps qui reçoit l'énergie de vibration.

On comprend peu l'effet des vibrations globales du corps. Des études effectuées sur des chauffeurs de poids lourds ont révélé une incidence accrue de troubles de l'intestin et de l'appareil circulatoire, ainsi que des systèmes musculo-squelettique et neurologique.

Les troubles du système nerveux, de l'appareil circulatoire et de l'appareil digestif (intestin) ne sont pas des dérèglements qui découlent spécifiquement d'une exposition de l'organisme entier à des vibrations, aussi appelée vibration globale du corps. Ces troubles sont généralement attribués à une combinaison de diverses conditions.

3-2 Limites Admissibles des vibrations (NORMES)

- **NORMES 2002/CE (Communauté européenne)^[2]**

La norme 2002/44/CE édicte des mesures visant à améliorer la protection des travailleurs exposés.

On fixe deux valeurs seuil définies de la manière suivante:

- une valeur d'action qui, lorsqu'elle est dépassée, doit déclencher de la part de l'employeur la mise en œuvre d'un programme de mesures techniques et organisationnelles visant à réduire au minimum l'exposition aux vibrations;
- une valeur plafond au-dessus de laquelle il est jugé que l'exposition présenterait un risque tel pour la santé que l'employeur doit impérativement prendre les dispositions pour ramener l'exposition en dessous de celle-ci.

Ces valeurs, qui doivent être rapportées sur une durée d'exposition de référence de huit heures, sont présentées dans le tableau suivant:

Type d'engins	Vibrations transmises à l'ensemble du corps m.s-2	
	Moyenne	Maximale
Chargeuse pelleuse	0.6	1.9
Niveleuse	0.7	1.5
Chariot élévateur	1.4	2.3
Chargeuse sur pneus	0.7	2.3
Chargeuse sur chenilles	0.9	2.0
Tracteur Agricole et forestier	0.8	1.8
Tracteur routier	0.7	1.1
Camion	0.6	1.8
Véhicule utilitaire	0.6	0.8
locomotives	0.3	0.5
Bus	0.4	0.5
voiture	0.3	0.5
metternichien	0.5	0.6

Tableau 3: 1 La durée d'exposition de référence de huit heures.

- **Norme ISO 2631 (1997)**

La norme ISO 2631 spécifie des valeurs limites relatives à l'axe vertical (dominant) de pénétration des vibrations:

- 1- $<0.32 \text{ ms}^{-2}$ pas d'inconfort
- 2- $<0.5 \text{ ms}^{-2}$ pas d'effets sur la santé observés
- 3- $<0.8 \text{ ms}^{-2}$ risques potentiels pour la santé, des précautions sont à prendre.
- 4- $>0.8 \text{ ms}^{-2}$ effets probable sur la santé.

Ces valeurs ne correspondent pas à une valeur instantanée mesurée à un moment de la journée mais correspondant à la valeur moyenne sur de 8 heures travail.

3-3 Evaluations du risque

Malgré la relative complexité des formules mathématiques, une estimation de l'exposition journalière aux vibrations reste toutefois possible par un non spécialiste. Il faut tout d'abord évaluer deux grandeurs caractéristiques:

- Le temps d'exposition ou d'utilisation de la machine vibrante (T_i) mesuré en heures .
- Le niveau de vibration de la machine (a_i) mesuré en mètres par seconde au carré.

L'exposition aux vibrations ramenée sur huit heures, A (8), sera ensuite obtenue par la relation suivante:

$$A(8) = \sqrt{\frac{T_i}{8} \times a_i^2}$$

S'il y a utilisation de plusieurs machines vibrantes au cours de la journée, l'exposition aux vibrations ramenée sur huit heures est obtenue par la relation suivante:

$$A(8) \sqrt{\frac{1}{8} \times [(T_{\text{machine1}} \times a_{\text{machine1}}^2) + (T_{\text{machine2}} \times a_{\text{machine2}}^2) + (T_{\text{machine3}} \times a_{\text{machine3}}^2) + \dots]}$$

Concernant l'évaluation du temps d'exposition, celle-ci peut être facilement obtenue par observation ou par enquête.

Même si le niveau de vibration de la machine est plus difficile à obtenir, quelques pistes existent...

1- Le mesurage

Le moyen le plus précis de connaître le niveau vibratoire d'un matériel consiste à procéder à un mesurage dans les conditions réelles d'utilisation...

Cependant, étant donné que les employeurs n'ont actuellement ni les matériels, ni la compétence nécessaires pour effectuer eux même les mesures et qu'il n'est pas envisageable de recourir systématiquement aux services coûteux d'un organisme extérieur, l'utilisation de moyens alternatifs pour évaluer les niveaux vibratoires est possible.

2- L'utilisation des données déclarées par le constructeur

La norme 2002/44CE définit les règles techniques auxquelles doivent répondre toutes les machines mises sur le marché après le 1^{er} janvier 1996, impose que soit indiqué dans la notice d'instruction le niveau vibratoire de l'équipement dès lors que ce niveau dépasse un certain seuil. Ce seuil est de 2,5 m.s⁻² pour les vibrations transmises aux membres supérieures et de 0,5 m.s⁻² pour les vibrations transmises au corps entier.

Dès lors, il est possible d'utiliser ces indications pour estimer l'exposition journalière de l'utilisateur de la machine en question.

Cependant, les données d'essais utilisées par les constructeurs pour déterminer le niveau vibratoire de leur matériel ne sont pas toujours représentatives des conditions d'utilisations réelles. Ainsi, le niveau de confiance que l'on peut avoir dans ces données est beaucoup plus important pour les outils portatifs (scie à chaîne, meuleuse, perceuse, tondeuse à conducteur accompagnant,...) que pour les machines à conducteur porté.

3- L'utilisation des données bibliographiques

→ Quelques études sont en mesure de donner des informations sur les niveaux vibratoires rencontrés sur les équipements de travail en condition réelle d'utilisation.

4- Détermination du niveau d'exposition en fonction de la valeur de vibration et la durée d'exposition du Corps entier.

L'utilisation du tableau suivant peut permettre également de déterminer l'exposition journalière à partir du temps d'exposition et du niveau de vibration de la machine.

CHAPITRE3 -- LEMITES ADMISSIBLES ET PROTECTION CONTRE LES VIBRATION

		Durée d'exposition (heures)										
		0,1	0,2	0,5	1	2	3	4	5	6	7	8
Valeur de vibration (m/s ²)	0,1	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,09	0,10
	0,2	0,02	0,03	0,05	0,07	0,10	0,12	0,14	0,16	0,17	0,19	0,20
	0,3	0,03	0,05	0,08	0,11	0,15	0,18	0,21	0,24	0,26	0,28	0,30
	0,4	0,04	0,06	0,10	0,14	0,20	0,24	0,28	0,32	0,35	0,37	0,40
	0,5	0,06	0,08	0,13	0,18	0,25	0,31	0,35	0,40	0,43	0,47	0,50
	0,6	0,07	0,09	0,15	0,21	0,30	0,37	0,42	0,47	0,52	0,56	0,60
	0,7	0,08	0,11	0,18	0,25	0,35	0,43	0,49	0,55	0,61	0,65	0,70
	0,8	0,09	0,13	0,20	0,28	0,40	0,49	0,57	0,63	0,69	0,75	0,80
	0,9	0,10	0,14	0,23	0,32	0,45	0,55	0,64	0,71	0,78	0,84	0,90
	1	0,11	0,16	0,25	0,35	0,50	0,61	0,71	0,79	0,87	0,94	1,00
	1,1	0,12	0,17	0,28	0,39	0,55	0,67	0,78	0,87	0,95	1,03	1,10
	1,2	0,13	0,19	0,30	0,42	0,60	0,73	0,85	0,95	1,04	1,12	1,20
	1,3	0,15	0,21	0,33	0,46	0,65	0,80	0,92	1,03	1,13	1,22	1,30
	1,4	0,16	0,22	0,35	0,49	0,70	0,86	0,99	1,11	1,21	1,31	1,40
	1,5	0,17	0,24	0,38	0,53	0,75	0,92	1,06	1,19	1,30	1,40	1,50
	1,6	0,18	0,25	0,40	0,57	0,80	0,98	1,13	1,26	1,39	1,50	1,60
	1,7	0,19	0,27	0,43	0,60	0,85	1,04	1,20	1,34	1,47	1,59	1,70
	1,8	0,20	0,28	0,45	0,64	0,90	1,10	1,27	1,42	1,56	1,68	1,80
	1,9	0,21	0,30	0,48	0,67	0,95	1,16	1,34	1,50	1,65	1,78	1,90
	2	0,22	0,32	0,50	0,71	1,00	1,22	1,41	1,58	1,73	1,87	2,00
	2,1	0,23	0,33	0,53	0,74	1,05	1,29	1,48	1,66	1,82	1,96	2,10
	2,2	0,25	0,35	0,55	0,78	1,10	1,35	1,56	1,74	1,91	2,06	2,20
	2,3	0,26	0,36	0,58	0,81	1,15	1,41	1,63	1,82	1,99	2,15	2,30

2,4	0,27	0,38	0,60	0,85	1,20	1,47	1,70	1,90	2,08	2,24	2,40	
2,5	0,28	0,40	0,63	0,88	1,25	1,53	1,77	1,98	2,17	2,34	2,50	
2,6	0,29	0,41	0,65	0,92	1,30	1,59	1,84	2,06	2,25	2,43	2,60	
2,7	0,30	0,43	0,68	0,95	1,35	1,65	1,91	2,13	2,34	2,53	2,70	
2,8	0,31	0,44	0,70	0,99	1,40	1,71	1,98	2,21	2,42	2,62	2,80	
2,9	0,32	0,46	0,73	1,03	1,45	1,78	2,05	2,29	2,51	2,71	2,90	
3	0,34	0,47	0,75	1,06	1,50	1,84	2,12	2,37	2,60	2,81	3,00	
3,1	0,35	0,49	0,78	1,10	1,55	1,90	2,19	2,45	2,68	2,90	3,10	
3,2	0,36	0,51	0,80	1,13	1,60	1,96	2,26	2,53	2,77	2,99	3,20	
3,3	0,37	0,52	0,83	1,17	1,65	2,02	2,33	2,61	2,86	3,09	3,30	
3,4	0,38	0,54	0,85	1,20	1,70	2,08	2,40	2,69	2,94	3,18	3,40	
3,5	0,39	0,55	0,88	1,24	1,75	2,14	2,47	2,77	3,03	3,27	3,50	
3,6	0,40	0,57	0,90	1,27	1,80	2,20	2,55	2,85	3,12	3,37	3,60	
3,7	0,41	0,59	0,93	1,31	1,85	2,27	2,62	2,93	3,20	3,46	3,70	
3,8	0,42	0,60	0,95	1,34	1,90	2,33	2,69	3,00	3,29	3,55	3,80	
3,9	0,44	0,62	0,98	1,38	1,95	2,39	2,76	3,08	3,38	3,65	3,90	
4	0,45	0,63	1,00	1,41	2,00	2,45	2,83	3,16	3,46	3,74	4,00	

	Valeur d'exposition inférieure à la valeur d'action (pour le corps entier)
	Valeur d'exposition supérieure à la valeur d'action (pour le corps entier)
	Valeur d'exposition inférieure à la valeur plafond (pour le corps entier)

3-4 Moyens de protection pour la vibration comme: (vibration globales du corps)

Les préventions des effets défavorables des vibrations entre 3 et 20 Hz doivent être essentiellement techniques. Les recherches ont montré que la réduction de l'effet des vibrations sur les conducteurs d'engins est possible par:

- L'amélioration de l'état des routes: Nivelier les terrains où évoluent les engins de chantier et supprimer les obstacles.
- La révision de la vitesse et la façon de conduire: plus la vitesse de translation est faible, moins il y a d'énergie à dissiper verticalement. En réalité certaines basses vitesses peuvent être redoutables quand elles sont associées à une certaine périodicité des obstacles, car l'engin est excité à sa fréquence propre.
- L'amélioration de la qualité de la suspension et du siège du conducteur

Les véhicules possèdent toujours une suspension liée à l'élasticité plus ou moins grande des roues et de leurs pneumatiques, cette suspension filtre plus ou moins efficacement les hautes fréquences.

Quand cette suspension existe seule, elle détermine habituellement une résonance très aigue qui rend intolérables les excitations provoquant cette résonance. Si la suspension due aux roues est doublée d'une suspension vraie, par ressorts et amortisseurs, la protection contre les secousses peut être beaucoup mieux assurée. Il est d'autre part possible d'associer la souplesse de la suspension proprement dite à un amortissement appréciable puisque une partie importante des vibrations a été filtrée par les masses dites non suspendues de la roue qui constitue la première suspension. Il reste de grandes difficultés quand la masse à suspendre est variable (nombre de passagers, charge du camion...) il existe un système de réglage mais ça constitue toujours une solution très complexe, donc coûteuse.

3-5 Suspension -siège ^[10]

3-5-1 Introduction

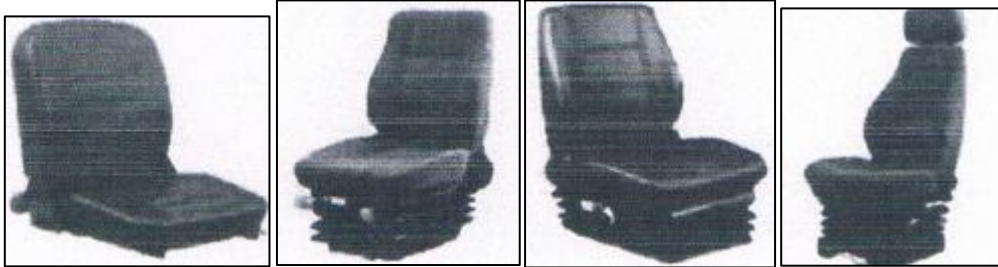
- Le siège ne constitue qu'un cas particulier de suspension dont les principes généraux
- Il constitue une composante de la solution et non la solution.
- Il est donc indispensable de rechercher les autres voies d'atténuation, telles que, selon le cas:
 - Pneus adaptés.
 - Suspension moteur.
 - Suspension cabine.

3-5-2 Contraintes spécifiques

- Pour un sujet plus lourd, la fréquence de résonance sera plus basse et la transmissibilité légèrement ou dans certains cas fortement différente

- Certains sièges permettent de régler la raideur de la suspension en fonction du poids, de manière à avoir environ toujours la même transmissibilité quel soit le poids du travailleur.

3-5-3 Choix d'un siège antivibratoire



On choisi un siège répondant

1) Aux cratères ergonomiques

- **Assise de siège**
 - Suffisamment longue (400 mm minimum) pour pouvoir changer de posture (favorisé la circulation sanguine dans les jambes)
 - Pas trop longue (400 à 440mm), (facilité la descende du véhicule)
 - Très légèrement inclinée (0 à 5°) vers l'arrière et recouverte d'un matériau non lisse pour éviter le glissement vers l'avant
- **Hauteur de dossier**
 - Epaules et appui tête (camions)
 - Sous les omoplates si le conducteur doit se retourner fréquemment (chariot élévateur)
- **Dossier pas trop ferme pour atténuer les vibrations avant-arrière**
- **Posture optimale, possibilité de régler**
 - La hauteur dossier.
 - L'inclinaison dossier.
 - La position avant arrière.
 - Le soutien lombaire.

2) Aux critères antivibratoires

- Réglage du poids de 50 kg à 120 kg
- Prévu pour donner des fréquences de résonance les plus inférieures possibles à 0.7 Hz
- Equipé d'un amortisseur pour réduire l'amplification à la résonance lors de la mise en route ou de l'arrêt de l'engin;

En pratique

- Tous les sièges atténuent la vibration à fréquences supérieures (au-delà de 5 à 10Hz)
- Peu de sièges donnent une atténuation substantielle des vibrations de basses fréquences.
- Un siège dit ergonomique, répondant seulement aux critères définis ci-dessus pour l'assise et
- Un siège antivibratoire peut être efficace pour un engin (pelleteuse....) et contre efficace pour un autre (camion,..) du fait des vibrations excitatrices différentes.

4-1 Introduction

On peut distinguer deux grandes catégories d'approches en regard de la modélisation des phénomènes physiques: l'approche continue et l'approche discrète. Dans le cas de la première, la modélisation colle à la géométrie réelle des structures que l'on considère comme un milieu continu ou se propagent des ondes.

Si la géométrie est simple, il y a des solutions analytiques, si elle est complexe, il faut avoir recours à une solution numérique. Parmi ces méthodes, celle qualifiée de méthode des éléments finis est très répandue. L'avantage de la méthode des éléments finis par rapport à l'approche discrète est qu'elle permet de créer des modèles proches de la géométrie réelle. ^[2]

4-2 Détermination du nombre de degrés de liberté

Nécessaire à la représentation du phénomène:

Le choix dépend essentiellement du concepteur, et il est fonction du degré de précision qu'il veut attribuer à son modèle, il y a autant de fréquence de résonance que de degrés de liberté;

1) Les éléments requis pour construire le modèle qui sont: les masses, les raideurs et les amortisseurs. Toute structure peut être modélisée par un ensemble d'éléments discrets de masse, de ressort et d'amortisseur.

2) Le passage du système réel à celui modélisé.

3) la simplification du modèle

4-3 Éléments des systèmes mécaniques

4-3-1 Éléments de masse

- **Translation:**

La figure 4.1 montre une masse avec un mouvement de translation.



Figure 4: 1 Masse avec un mouvement de translation.

On applique la 2ème loi de Newton pour trouver les équations de mouvement, pour la translation, on a recours à l'équation suivante:

$$\sum \text{forces appliqués} = m\ddot{x}_G(t) \dots \dots \dots (4.1)$$

Ou:

X_G = est l'accélération de gravité (m/s^2).

- **Rotation:**

La figure 4.2 montre une masse avec un mouvement de rotation.

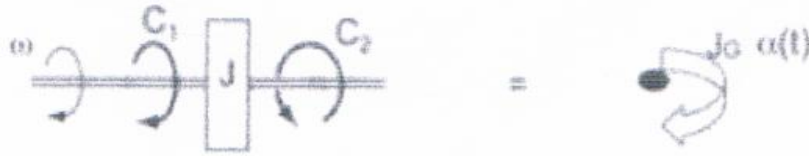


Figure 4: 2 Masse avec un mouvement de rotation.

Pour le mouvement de rotation, l'on obtiendra de façon analogue:

Ou: $\sum \text{couple}/G = J_G \ddot{\theta}(t) \dots \dots \dots (4.2)$

J_G : représente le moment d'inertie de masse du disque ($kg.m^2$), calculé par rapport au centre de gravité.

$\theta(t)$: l'accélération angulaire du corps (rd/s^2).

Les moments doivent être calculés par rapport au centre de gravité. Dans le cas de la figure 2.2 (signe des couples, donné par le sens du mouvement, w dans ce cas présent).

Pour un système complexe le moment d'inertie de rotation par rapport au centre de gravité peut être évalué de la façon suivante

$$J_G + M_r^2 = \sum_{i=0}^n m_{i r_i}^2 \dots \dots \dots (4.3)$$

Ou:

M : représente la masse totale du corps (kg);

r : représente le rayon de giration(m).

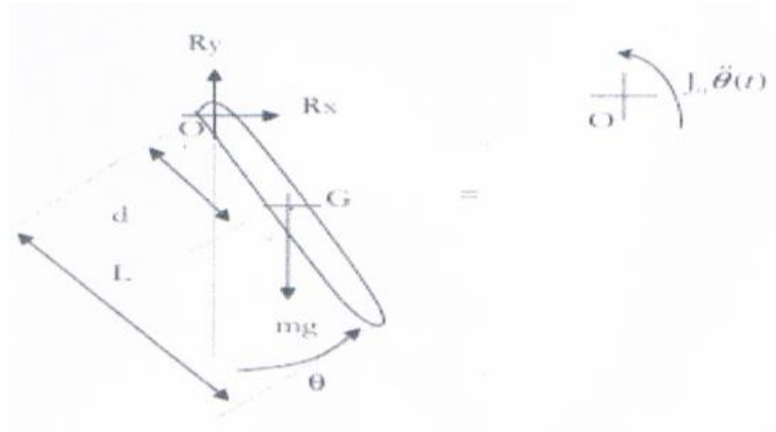
m_i : représente chaque masse individuelle composant le corps (kg).

r_i : la distance (m) de chaque masse (supposée ponctuelle) m_i par rapport au centre de gravité G de la structure complexe.

A titre indicatif, pour un disque de masse M et de rayon r , le moment d'inertie de rotation par rapport au centre de gravité J_G se trouve en appliquant la formule suivante:

$$J_G = \frac{1}{2} M r^2 \dots \dots \dots (4.4)$$

Si l'axe de rotation ne passe pas par le centre de gravité G, mais plutôt par un centre de rotation O, on peut calculer les moments par rapport au centre de rotation O; EN modifiant le calcul du moment d'inertie de rotation à l'aide du théorème des parallèles.



$$\sum \text{couple } \vec{s}_O = J_G \ddot{\theta}(t) \quad \dots\dots\dots(4.5)$$

4-3-2 Éléments d'amortisseur

Il faut établir une distinction entre les différentes catégories d'amortissements, source de la dissipation d'énergie.

- **Amortissement visqueux C**

Dans le cas de l'amortissement visqueux, c'est—à-dire pour les fluides dont le degré de viscosité est élevé, la relation entre la force d'amortissement et la vitesse vibratoire est linéaire.

- **Mouvement de translation**

Un exemple d'amortissement visqueux dans un mouvement de translation est illustré à la figure 4.3

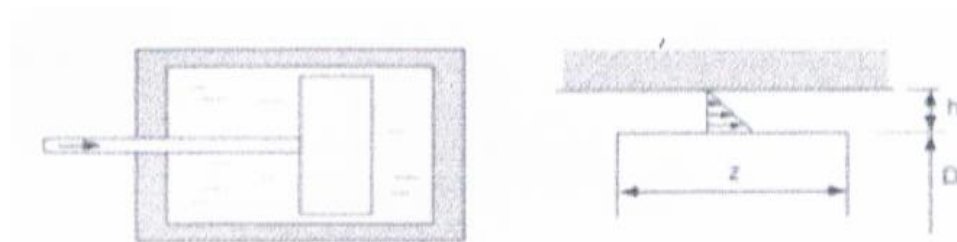


Figure 4: 3 Amortissement visqueux (mouvement de translation).

Pour l'écoulement sur le côté d'un piston circulaire dans un mouvement linéaire, on a :

$$f = \mu \tau = (\pi D z) \tau \quad \dots\dots\dots(4.6)$$

Où :

A : désigne la surface de contact.

D : la diamètre du piston.

Z : la largeur du piston.

τ : est la contrainte tangentielle donnée par la loi de viscosité de newton

Où: μ désigne la viscosité et se traduit comme suit:

$$\tau = \mu \frac{(v_1 - v_2)}{h} \dots \dots \dots (4.7)$$

Où: h est l'épaisseur du film d'huile.

En groupant ce deux équations on obtient:

$$f = \frac{(\pi D z \mu)}{h} (v_1 - v_2) \dots \dots \dots (4.8)$$

Et on désigne par C (N.s/m), le coefficient d'amortissement en translation de telle manière:

$$C = \frac{(\pi D z \mu)}{h} \dots \dots \dots (4.9)$$

On obtient, à chaque instant:

$$f(i) = C (x_1(t) - x_2(t)) \dots \dots \dots (4.10)$$

Le symbole mécanique est représenté



Figure 4: 4 Symbole de l'amortisseur visqueux en translation..

- **Mouvement de rotation**

Pour le mouvement de rotation (figure 4.5), l'équation de viscosité de newton s'applique aussi.

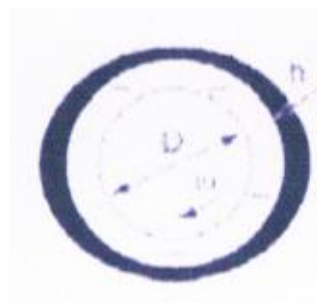


Figure 4: 5 Amortisseur visqueux en rotation.

On peut montrer que:

$$\text{couple} = \frac{D(\pi D z \cdot \mu)}{2h} (\theta_1 - \theta_2) \frac{D}{2} \dots \dots \dots (4.11)$$

Ou:

θ Représente la vitesse angulaire (rad/s)

Ce qui nous donne comme coefficient d'amortissement en rotation C_r . (N.m s/rad).

$$C_r = \frac{D^3(\pi D z \cdot \mu)}{4h} \dots \dots \dots (4.12)$$

Le coefficient de proportionnalité entre le couple C et la vitesse angulaire θ_1 représente le coefficient d'amortisseur en rotation C_r on obtient, à chaque instant:

$$c(t) = C_r (\theta_1(t) - \theta_2(t)) \dots \dots \dots (4.13)$$

Le symbole de l'amortisseur mécanique en torsion.

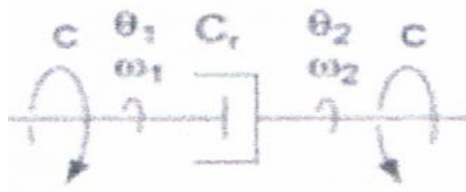


Figure 4: 6 Symbole de l'amortisseur visqueux en rotation.

- **Amortissement structural (ou hystérique)**

Pour un amortisseur structural, la force d'amortissement est proportionnelle au déplacement, mais elle toutefois déphasée de $\pi/2$. ainsi l'équation peut être réécrite comme suit:

$$f(t) = \eta k x \cos\left(\omega t + \frac{\pi}{2}\right) \dots \dots \dots (4.14)$$

Ou:

η : désigne le facteur de perte.

k : est la raideur (N/m).

4-3-3 Élément de ressort K

.Ressort en translation:

La figure 4.7 nous montre le comportement d'un ressort linéaire.



Figure 4: 7 Ressort linéaire.

Ce dernier produit une force proportionnelle à la position l'extrémité. Cette relation est rarement linéaire les grands déplacement ($x=0$: correspond à la position initiale du ressort lorsqu'il est soumise à aucune force).

Le symbole du ressort aux deux extrémités est représenté à la (figure4.8)



Figure 4: 8 Symbole mécanique du ressort en translation.

On applique les mêmes conventions de représentation que pour l'amortisseur.

Remarque Sur signe

afin de savoir si le signe est correct, il faut s'assurer que la force f est bien représentée en (1) et en(2) par des flèches de sens opposés , et voir en (1) ou en (2) si f et x_i

L'équation reliée au cas linéaire est:

$$f(t) = k (x_1(t) - x_2(t)) \dots\dots\dots (4.15)$$

Ou:

k : désigne la raideur ou la constante de rigidité en (N/m).

• Ressort en rotation

Dans le cm du mouvement de rotation, on utilise aussi un ressort K (N.m/rad) qui travaille

en torsion. Pour ce cas de figure ; il y a deux sortes de représentation, ou bien le ressort peut être représenté en spirale ou bien il est représenté en type hélicoïdal.

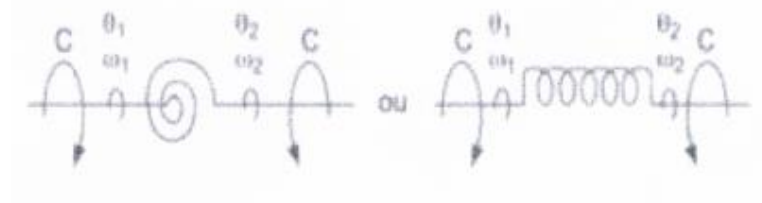


Figure 4: 9 Symbole mécanique du ressort en rotation.

L'équation associée est:

$$\text{couple}(t) = k_1(\theta_1(t) - \theta_2(t)) \dots \dots \dots (4.16)$$

Ou:

θ_1 ; désigne le déplacement angulaire (rad)

C; est le couple d'excitation (N.m).

4-4 vibration des véhicules routiers

Les véhicules routiers sont caractérisés par une grande variété de mouvements vibratoires dus au déplacement de ces derniers sur des routes présentant diverses irrégularités. Les véhicules sont ainsi sujets aux types suivants des vibrations:

- 1- Vibrations du châssis et de la carrosserie considérés comme un corps rigide, non déformable, posé sur la suspension élastique constituée soit par les ressorts, soit par les ressorts et les pneus, le caractère de ces vibrations est celui des vibrations libres, causées par les irrégularités de la route, dont l'effet est celui de chocs.

La chaussée prend parfois, à cause de l'usure la forme d'une succession de vagues, les véhicules qui y circulent à une certaine vitesse peuvent entrer en résonance, ce qui provoque des vibrations puissantes et dangereuses.

Parmi les plus importants degrés de liberté lors de l'étude des vibrations de véhicule il faut citer:

- Les vibrations verticales de la carrosserie, les essieux étant immobiles
 - Les vibrations de tangage (mouvement de rotation autour d'un axe horizontal transversal) de la carrosserie posée sur des essieux immobiles.
 - Un balancement de roulis (oscillation transversale autour de l'axe longitudinal de l'essieu) de chaque essieu sur pneus la carrosserie restant immobile.
- 2- Vibrations de frottement des roues, caractérisées par la vibration des roues avant, dans un plan perpendiculaire à la direction de déplacement. Ce phénomène est provoqué par une exécution défectueuse des articulations du train avant, ainsi que par les jeux qui prennent naissance avec le temps. Il s'ensuit une usure rapide des pneus, une marche instable.
 - 3- Vibrations du moteur comme ensemble posé sur le châssis, qui sont combattues par des supports d'appui élastique de construction adéquate.

4-1-1 Profil calculé de la route

La vitesse de déplacement des machines dépend considérablement des systèmes de suspension, ainsi la mauvaise qualité de ces dernières entraîne des chocs rigides (claquage de l'amortisseur) sur

le limiteur de course c'est pourquoi le conducteur doit diminuer la vitesse de mouvement.

En Général le profil de la route est exprimé à l'aide des coordonnées (x,y) par la dépendance suivante(fig. 4.10)

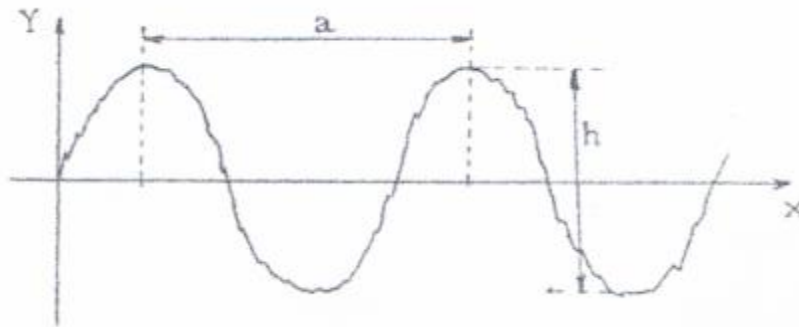


Figure 4: 10 Profil de la route en (x,y).

La tâche générale du problème de la recherche des vibrations des machines est liée à la détermination de la vibration maximale du corps de la machine pour les paramètres, de la suspension, avec la hauteur de l'harmonique "h" et la vitesse V de mouvement de la machine.

En qualité de ta caractéristique principale du profil de la route on prend la hauteur "h" (amplitude), puisque pendant le mouvement de la machine le conducteur ne peut pas estimer précisément l'influence de hauteur "h" sur la régularité de machine de la machine, c'est pourquoi il diminue sa vitesse chaque fois que la hauteur "h" (qu'il détermine a priori) est plus grande que la hauteur pouvant créer le choc dans le limiteur de marche.

On fait le choix de la hauteur de l'irrégularité "h" en se basant sur les données statistiques

déterminées lors de la recherche du profil des routes. Actuellement pour déterminer la forme du profil calculé, on utilise l'une des méthodes suivantes:

- 1- Chaque profil réel peut être présenté comme la somme des irrégularités (des tronçons).
- 2- On suppose que le profil réel de la route à un forme harmonique.

La première méthode n'est pas utilisée à cause du manque de données de départ, Au moment de la rencontre avec des obstacles se trouvant sur une distance donnée de la route.

Il faut don présenter le profil par une fonction harmonique car elle peut assurer les conditions pour la régularité de marche (deuxième méthode):

Pour une vitesse de marche donnée, le profil harmonique peut assurer un régime stable de vibration de résonance.

Pendant le calcul du régime, on prend le régime stable sur un profil harmonique de la forme:

$$y = \frac{y}{2} \sin \frac{2\pi}{a} \cdot x \dots\dots\dots (4.17)$$

Ou:

h: hauteur complète de l'irrégularité.

a : longueur de l'onde du profil

Si la vitesse de mouvement est constante on peut écrire:

$$x = v \cdot t \dots\dots\dots (4.18)$$

Et on aura:

$$y = \frac{h}{2} \sin \frac{2\pi \cdot v \cdot t}{a} \dots\dots\dots (4.19)$$

Ou bien:

$$y = \frac{h}{2} \sin. w. t \dots\dots\dots (4. 20)$$

Avec

$w = 2\pi \frac{v}{a}$ fréquence excitatrice extérieur

4-5- Application des équations de LAGRANGE

L'état des vibration à plusieurs degrés de liberté est généralement défini par des variables indépendantes: les coordonnées généralisées.

Les coordonnées cartésiennes qui nous ont servi à écrire les équations du mouvement sont unies par des relations linéaires à ces variables et au temps.

Il est avantageux d'exprimer directement les principes de la dynamique au moyen de coordonnées généralisées par "q" en nombre égale à celui des degrés de liberté de du système (i=1,2,..n)

Lorsqu'on a formé l'expression de l'énergie cinétique "T" du système en fonction des coordonnées généralisées "q" et leurs dérivées "q" et par rapport au temps, l'équation de LAGRANGE s'écrit:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_1} \right) = \frac{\partial T}{\partial q_1} + F_1 \dots \dots \dots (4.21)$$

F_1 : représente la force ou le couple associé au travail élémentaire $F_1 \delta q_1$. S'il existe une énergie potentielle "p" dépendant des coordonnées "q", non de leur dérivées "q" ni du temps, l'équation (4.21) s'écrit:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_1} \right) = \frac{\partial T}{\partial q_1} - \frac{\partial p}{\partial q_1} \dots \dots \dots (4.22)$$

En introduisant la fonction de LAGRANGE aura:

$$E = T - P$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E}{\partial \dot{q}_1} \right) = \frac{\partial E}{\partial q_1} = 0 \dots \dots \dots (4.23)$$

Soit:

M: la mase du corps de camion.

L_1, L_2 :distances respectives des essieux avant et arrière au centre de gravité.

c_1, c_2 : respectivement le rigidités de la suspension avant et arrière.

a_1, a_2 : respectivement le coefficients d'amortissement des suspension avant, arrière.

Z_1, Z_2 : le force excitatrices extérieures (caractérisant le profil de la route).

- **Etablissement des équation du mouvement:**

- L'énergie cinétique du mouvement s'exprime par:

$$T = \frac{m}{2} \dot{Z}^2 + \frac{J}{2} \dot{\varphi}^2 \dots\dots\dots(5.1)$$

Ou:

J: le moment d'inertie du camion.

- L'énergie potentielle de système est exprimée par la formule.

$$P = \frac{c_1}{2} (z_1 - z - \varphi L_1)^2 + \frac{c_2}{2} (z_2 - z - \varphi L_2)^2 \dots\dots\dots(5.2)$$

- L'énergie de frottement (résistance) est:

$$R = \frac{a_1}{2} (z_1 - z - \varphi L_1)^2 + \frac{a_2}{2} (z_2 - z - \varphi L_2)^2 \dots\dots\dots(5.3)$$

- Les équations de lagrange qu'on applique:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} = - \frac{\partial P}{\partial q_i} - \frac{\partial R}{\partial q_i} \dots\dots\dots(5.4)$$

Ou:

q_i : la coordonnée généralisée en nombre.

i : nombre de degré liberté.

Ce qui nous donne l'équation suivant:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} = - \frac{\partial P}{\partial q_i} - \frac{\partial R}{\partial q_i} \dots\dots\dots(5.5)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi} = - \frac{\partial P}{\partial \varphi} - \frac{\partial R}{\partial \varphi}$$

En appliquant les équations (5.1), (5.2) et (5.3) en aura:

- Pour les coordonnées Z

$$\frac{\partial T}{\partial \varphi} = 0, \frac{\partial T}{\partial z} = m Z, \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right) = m \dot{z} \dots \dots \dots (5.6)$$

$$\frac{\partial p}{\partial z} = c_1 z - c_1 z_1 + \varphi L_1 c_1 + c_2 z - c_2 z_2 + c_2 \varphi L_2 \dots \dots \dots (5.7)$$

$$\frac{\partial R}{\partial z} = a_1 z - a_1 z_1 + a_1 \varphi L_1 + a_2 z - a_2 z_2 + a_2 \varphi L_2 \dots \dots \dots (5.8)$$

Avec expressions (5.6), (5.7), et (5.8) dans (5.5) en aura écrire la première équation différentielle:

$$m \ddot{z} = c_1 z_1 + c_1 z_1 + \varphi L_1 c_1 - c_2 z + c_2 z_2 + c_2 \varphi L_2 \dots \dots \dots (5.9)$$

$$-a_1 z + a_1 z_1 - a_1 \varphi L_1 - a_2 z + a_2 z_2 + a_2 \varphi L_2$$

Ou bien:

$$m \ddot{z} + (a_1 + a_1) z + (c_1 + c_2) z = c_1 z_1 - c_1 \varphi L_1 + c_2 z_2 + c_2 \varphi L_2 \dots (5.10)$$

-

$$-a_1 z - a_1 \varphi L_1 + a_2 z_2 + a_2 \varphi L_2$$

Pour les coordonnées de φ

$$\frac{\partial T}{\partial \varphi} = 0, \frac{\partial T}{\partial \varphi} = m \varphi, \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \varphi} \right) = m \ddot{\varphi} \dots \dots \dots (5.11)$$

$$\frac{\partial p}{\partial z} = c_1 \varphi L_1^2 - c_1 L_1 z_1 + c_1 L_1 z + c_2 \varphi L_2^2 + c_2 L_2 z_2 - c_2 L_2 z \dots \dots \dots (5.12)$$

$$\frac{\partial R}{\partial \varphi} = a_1 \varphi L_1^2 - a_1 L_1 z_1 + a_1 L_1 z + a_2 L_2^2 \varphi + a_2 z_2 L_2 - a_2 \varphi L_2 Z \dots \dots \dots (5.13)$$

Avec les équations (5.11), (5.12) et (5.13) dans (5.5) en aura la douzième équations différentielle:

$$J \ddot{\varphi} = c_1 \varphi L_1^2 - c_1 L_1 z_1 - c_1 L_1 z - c_2 \varphi L_2^2 - c_2 L_2 z_2 + c_2 L_2 z - a_1 \varphi L_1^2 \dots (5.14)$$

$$+ a_1 L_1 z_1 - a_1 L_1 z - a_2 L_2^2 \varphi - a_2 z_2 L_2 + a_2 L_2 z$$

Ou bien:

$$J\ddot{\phi} + (a_1L_1^2\phi + a_2L_2^2)\phi + (c_1L_1^2 + c_2L_2^2)\phi = c_1L_1z_1 - c_2L_2z_2 - c_2L_2z \dots(5.15)$$

$$a_1L_1z_1 - a_1L_1z - a_2L_2z + a_2L_2z$$

Le système d'équation différentielle sera

$$\begin{aligned} m\ddot{z} + (a_1 + a_2)\dot{z} + (c_1 + c_2)z &= c_1z_1 - c_1\phi L_1 + c_2z_2 + c_2\phi L_2 \\ -a_1z_1 - a_1\dot{\phi}L_1 + a_2z_2 + a_2\phi L_2 &\dots\dots(5.16) \\ J\ddot{\phi} + (a_1L_1^2 + a_2L_2^2)\phi + (c_1L_1^2 + c_2L_2^2)\phi &= c_1L_1z_1 - c_1L_1z - c_2L_2z_2 + c_2L_2z \\ +a_1L_1z_1 - a_1L_1z - a_2L_2z + a_2L_2z &\end{aligned}$$

Le système (5.16) en peut écrire aussi sous la forme:

$$\begin{aligned} m\ddot{z} + (a_1 + a_2)\dot{z} + (c_1 + c_2)z &= (a_2L_2 - a_1L_1)\phi + (c_2L_2 - c_1L_1)\phi \\ +c_1z_1 + a_1z_1 + c_2z_2 + a_2z_2 &\dots\dots(5.17) \\ J\ddot{\phi} + (a_1L_1^2 + a_2L_2^2)\phi + (c_1L_1^2 + c_2L_2^2)\phi &= (a_2L_2 - a_1L_1)z + (c_2L_2 - c_1L_1)z \\ +c_1L_1z_1 - c_2L_2z_2 - a_1L_1z_1 - a_2L_2z &\end{aligned}$$

On pose:

$$A_1 = a_1 + a_2$$

$$B_1 = c_1 + c_2$$

$$A_2 = a_1L_1^2 + a_2L_2^2$$

$$B_2 = c_1L_1^2 + c_2L_2^2$$

$$D = c_2L_2 - c_1L_1$$

$$E = a_2L_2 - a_1L_1$$

$$F1(t) = c_1z_1 + a_1z_1 + c_2z_2 + a_2z_2$$

$$F2(t) = c_1L_1z_1 - c_2L_2z_2 + a_1L_1z_1 - a_2L_2z_2$$

En remplaçant dans l'équation (5.17) on aura le système:

$$\begin{cases} m\ddot{Z} + A_1 \dot{Z} + B_1 Z = D\dot{\varphi} + E\varphi + F_1(t) \\ J\ddot{\varphi} + A_2 \dot{\varphi} + B_2 \varphi = DZ + EZ + F_2(t) \end{cases} \quad (5.18)$$

5.2 simulation du système:

La simulation du système est réalisée par Matlab Simulink. Le schéma bloc est présenté comme suit:

5-1 Elaboration du modèle

- **Schéma du modèle**

Donc pour résoudre le problème des vibrations d'un camion on change le schéma réel par un modèle plat avec masses suspendues (fig.5.1)

On étudie donc deux mouvements (deux degrés de liberté $n=2$)

- Le pompage Z .
- Le tangage φ .

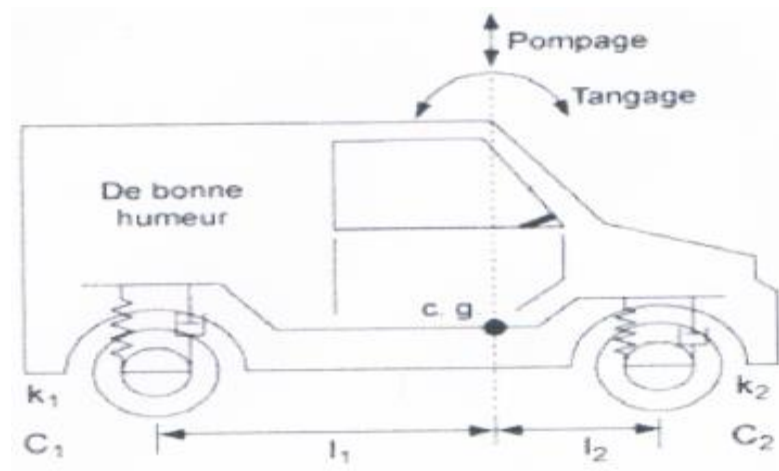


Figure 5: 1 Véhicule en tangage et pompage.

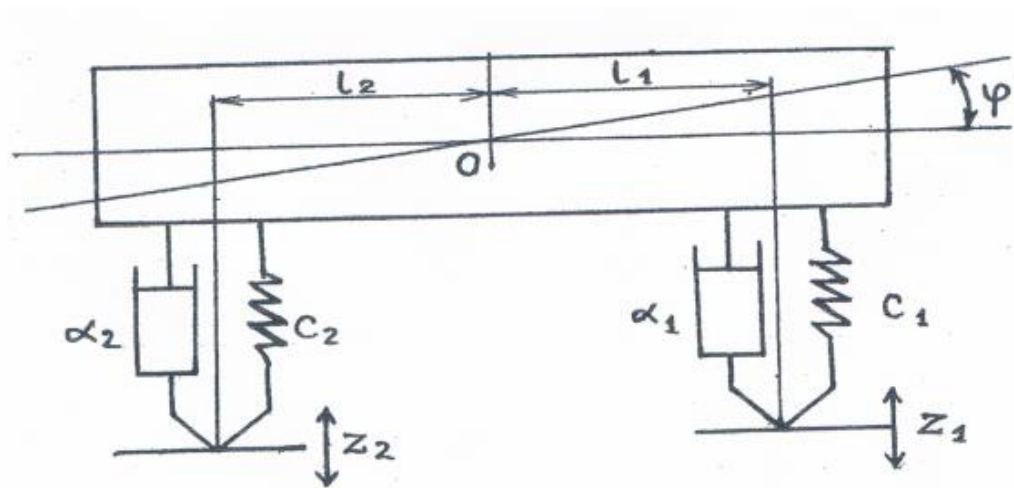
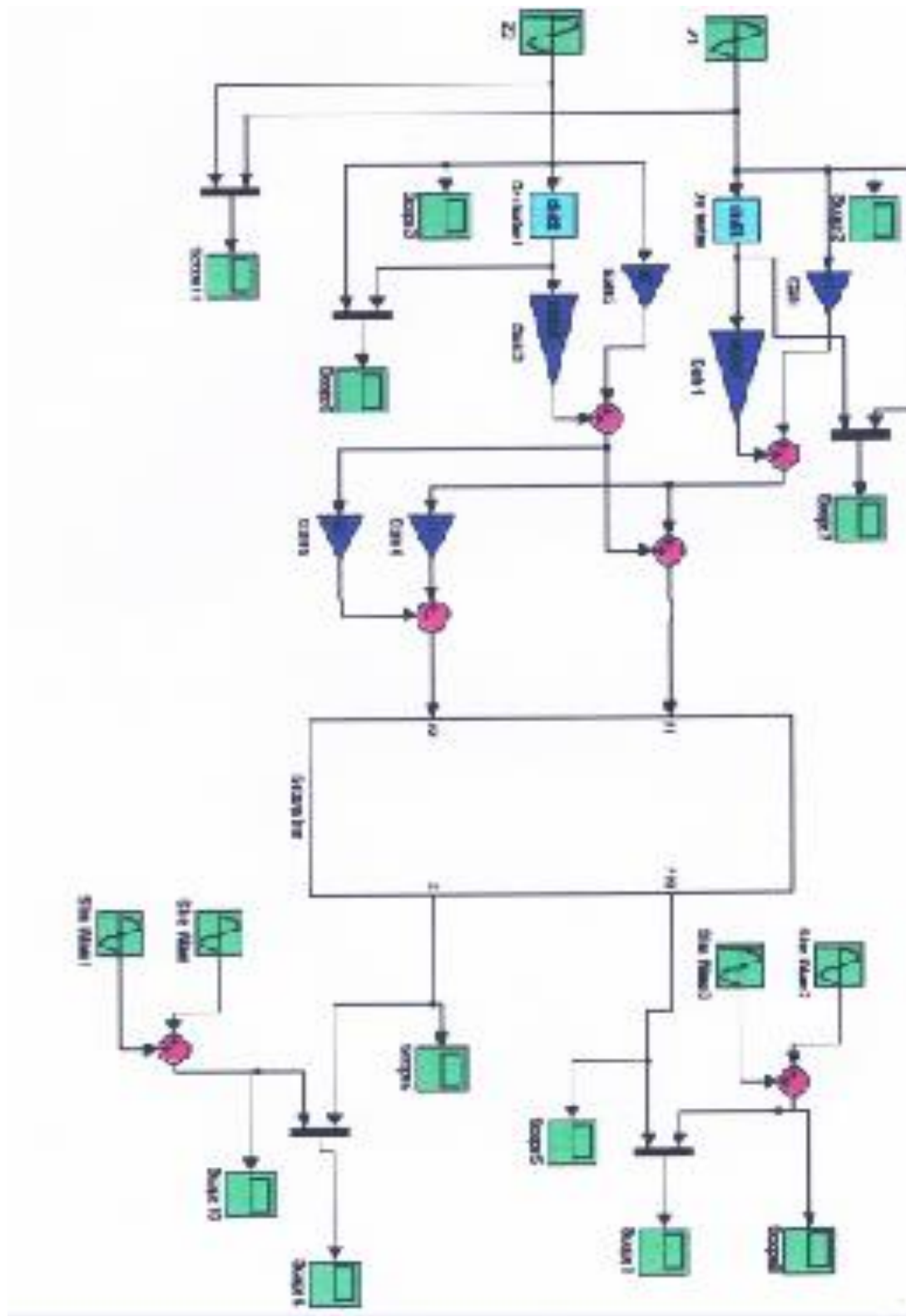


Figure 5: 2 Modélisation de véhicule en pompage et tangage.



5-2 Programmation

- Programmation

dc; clear all; close all;

%Les données du programme sont:

Chapitre5-----MODELISATION ET SIMULATION DU VEHICULE (CAMION)

```
M=6480;

tfinsim=150;

L1=5.67;

L2=3.5;

c1=103.6;

c2=123.8;

alpha1=1522;

alpha2=761;

B1=c1+c2;

B2=c1*L1^2+c2*L2^2;

D=c2*L2-c1*L1;

J=7038.8+1038.54+9804;

% les amplitudes du profil de la route sont:

A=5e2; B=5e2;

% Calcul des paramètres du modèle:

A1=alpha1+alpha2;

A2=alpha1*L1^2+ alpha2* L2^2

E=alpha2*L2-alpha1*L1

% Calcul des autres paramètres du modèle:

w=2:2;

f=w/(2*pi);

for k=1:length(w)

timespan=[0:tfinsim];

sim('kroini',timespan)

end
```

Figure (1)

```
plot(Az);title('Accélération du pompage en fonction du Temsp');

laxbel(' Temsp (s)');lbel('Acceleration (m/s^2)');grid
```

Figure (2)

```
plot(Ap);title(' Acceleration du tangage en      fonction du Temps')
xlabel('temp (s));ylabel(' Acceleration);grid
```

Figure (3)

```
plot(title- pompage en  fonction du Temps')
xlabel('temp (s));ylabel('Amplitude (m)');grid
```

Figure (4)

```
pot(PHI);title(tangage en      fonction du Temps')
xlabel('Tems*p (s)');ylabel(Amplitude );grid
```

5-3 Les résultats de La simulation

Les résultats de La simulation son présentés dans les figures suivantes:

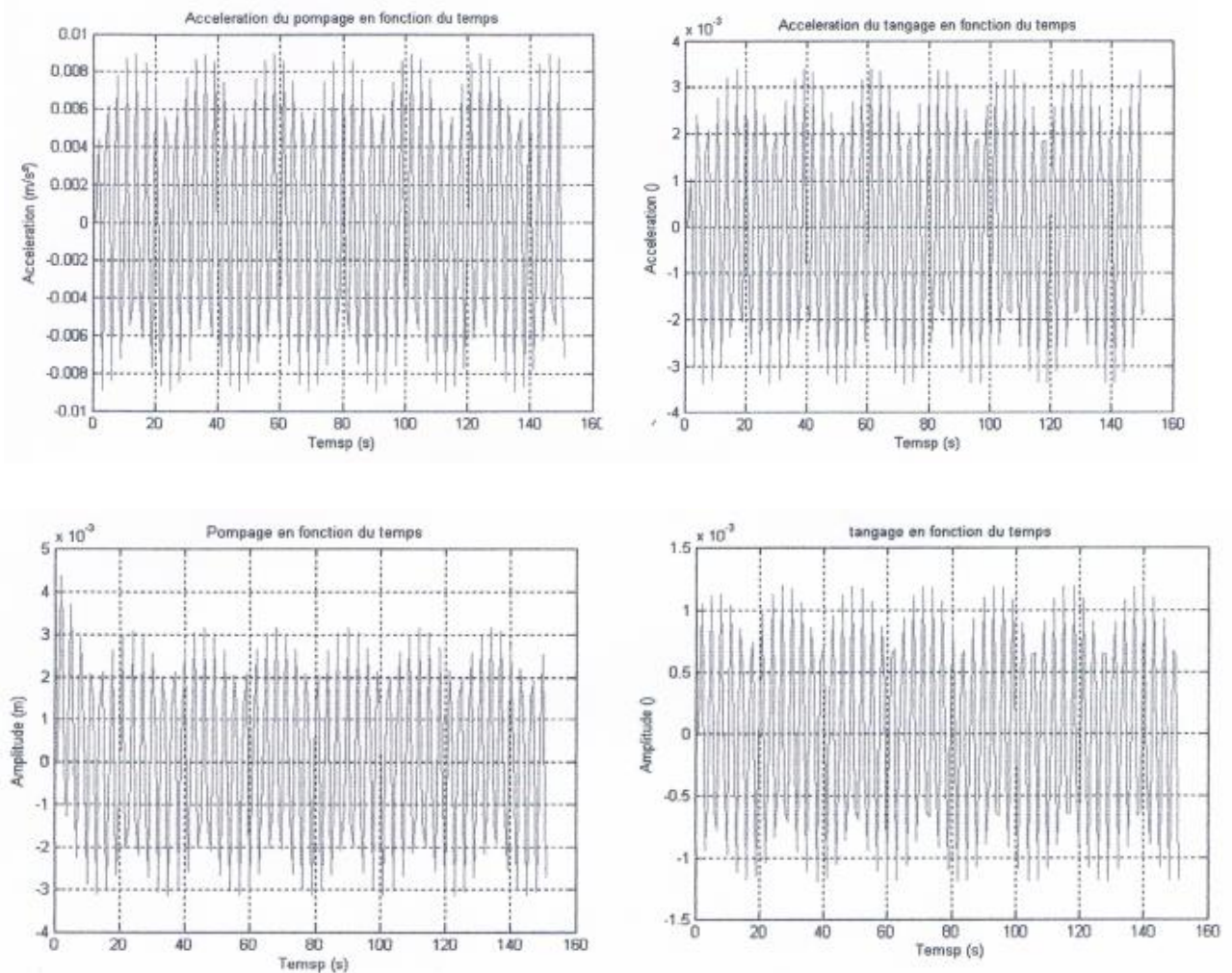


Figure 5: 3 Pour une Excitation avec fréquence égale 0.3 Hz.

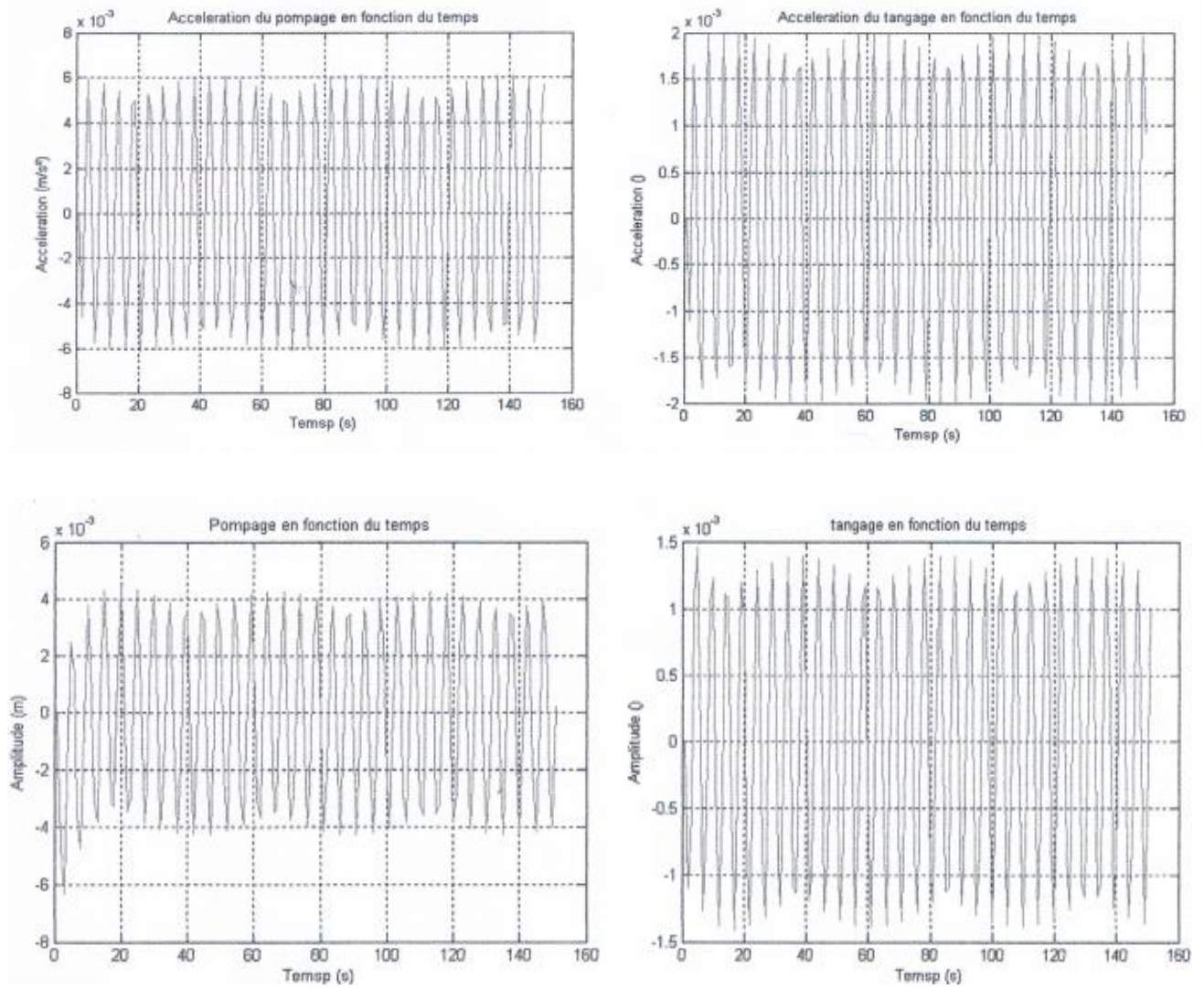


Figure 5: 4 Pour une Excitation avec fréquence égale 0.8 Hz.

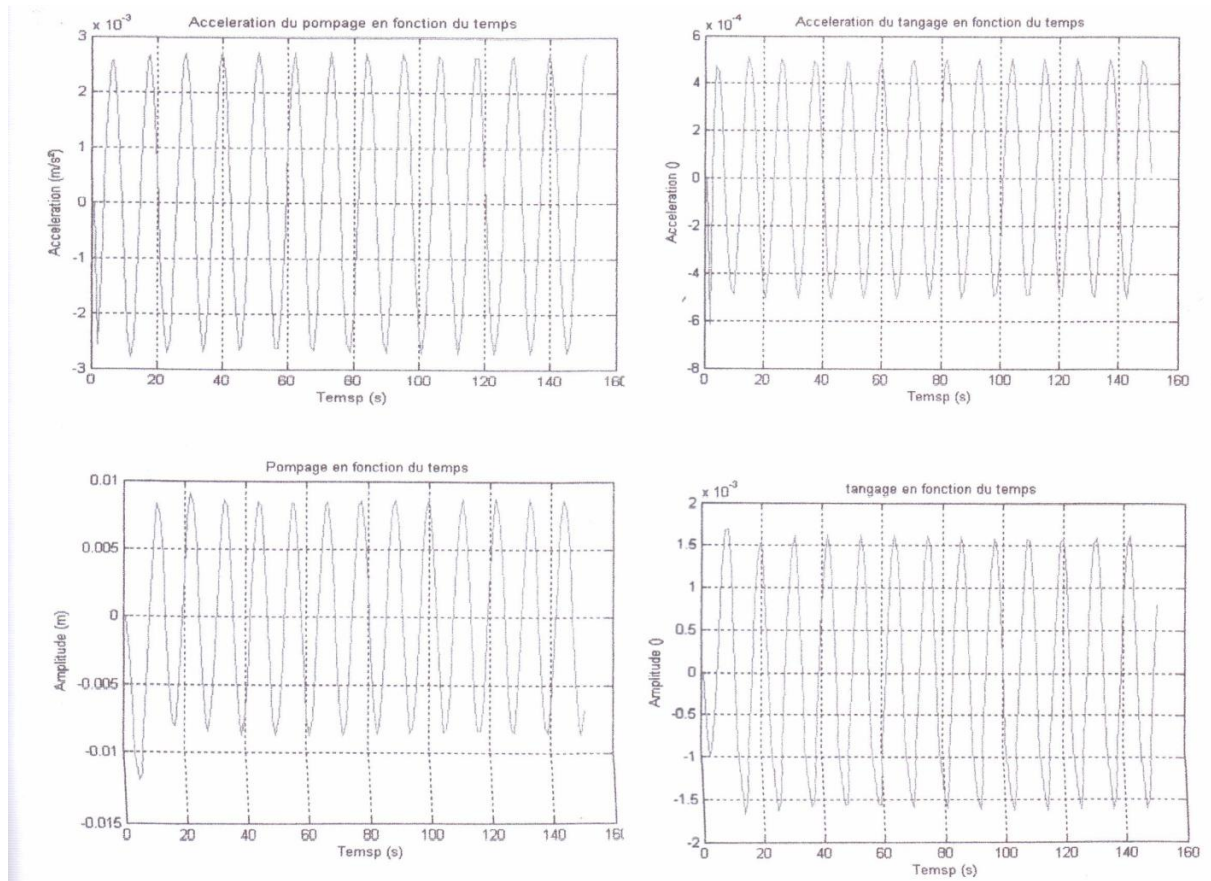


Figure 5: 5 Pour une Excitation avec fréquence égale 2 Hz.

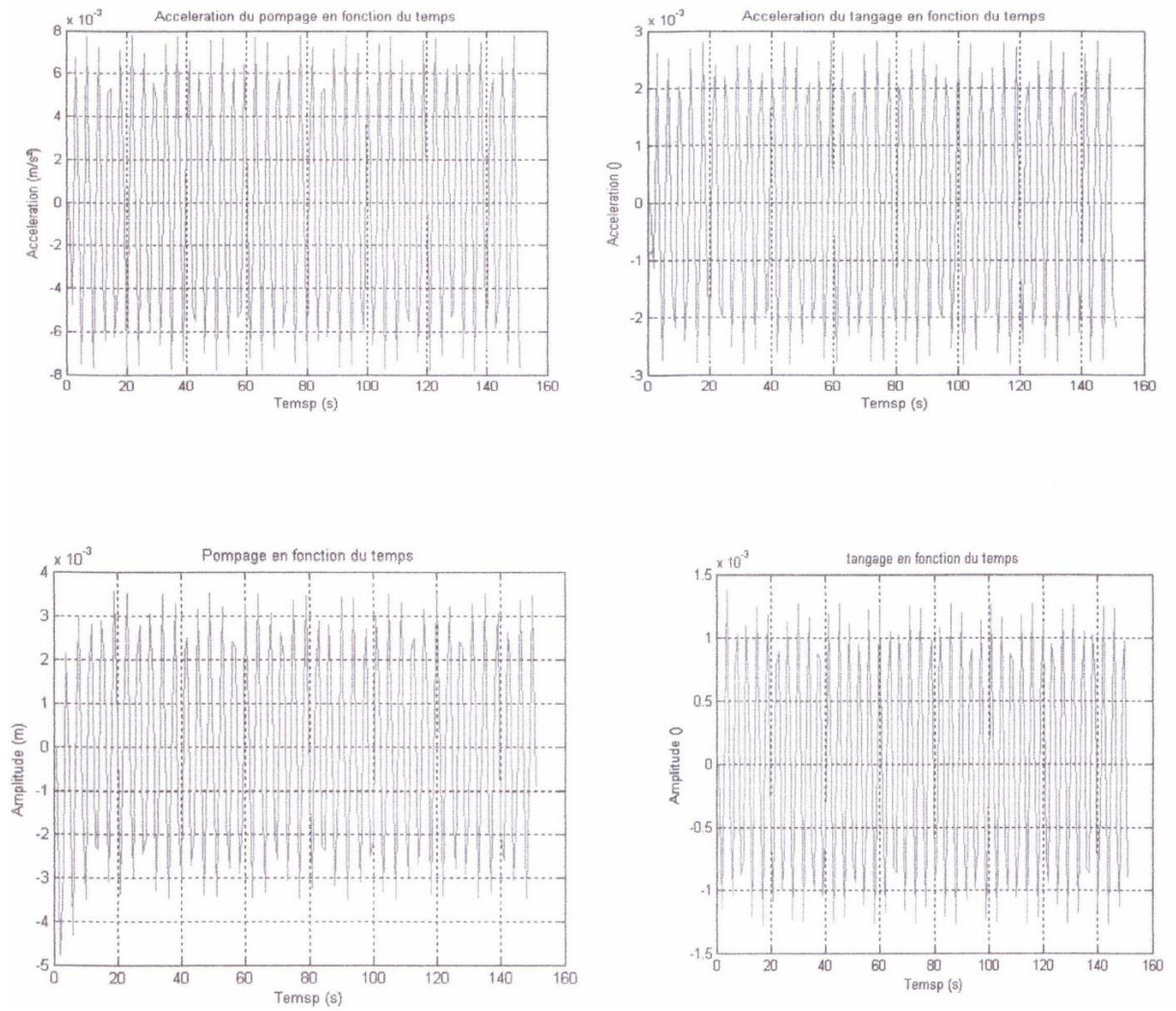


Figure 5: 6 Pour une Excitation avec fréquence égale 12.5 Hz.

Pour une autre amplitude du profil de la route soit A=5 cm et B=5 cm les résultats seront

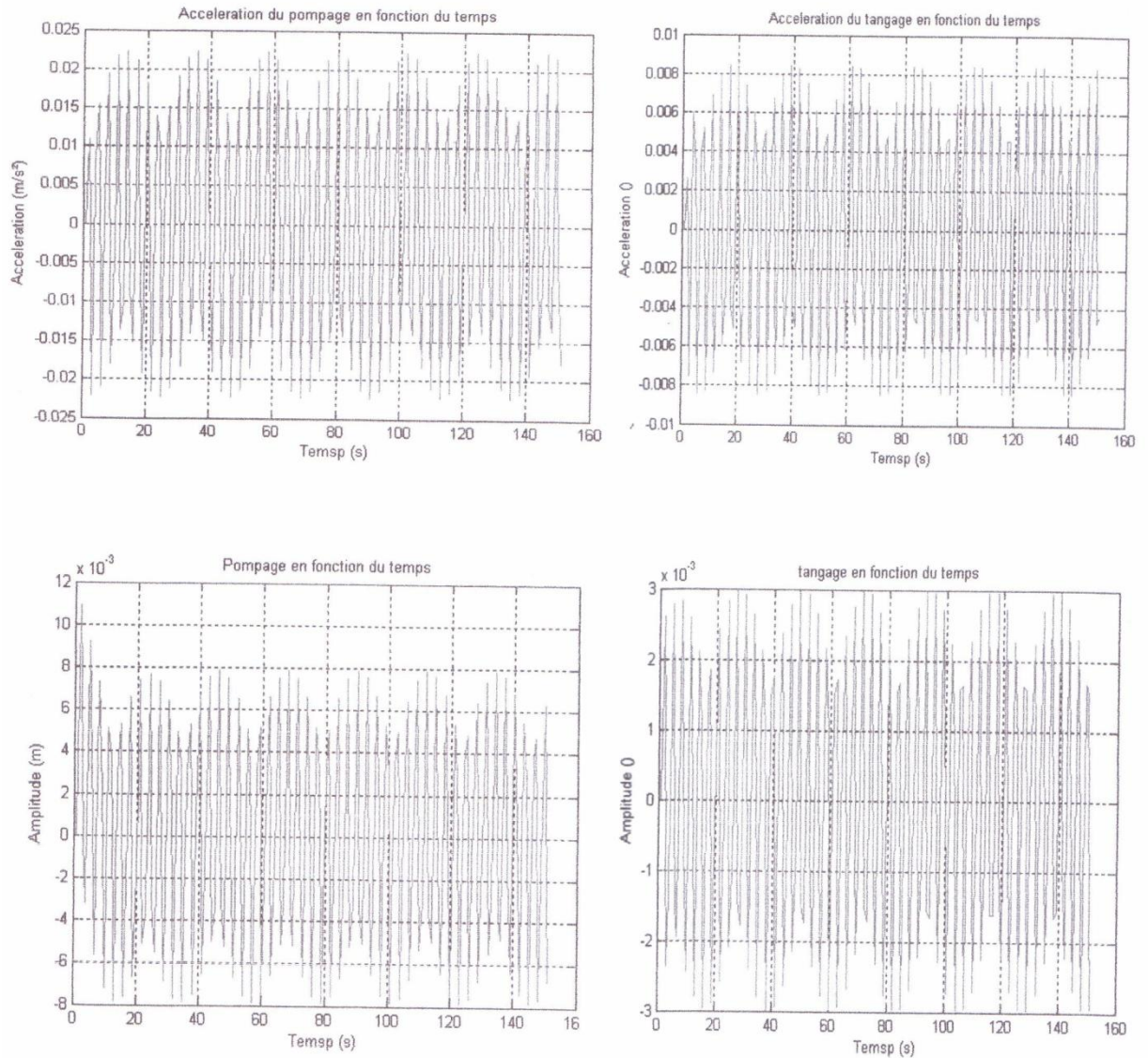


Figure 5: 7 Pour une Excitation avec fréquence égale 0.3 Hz.

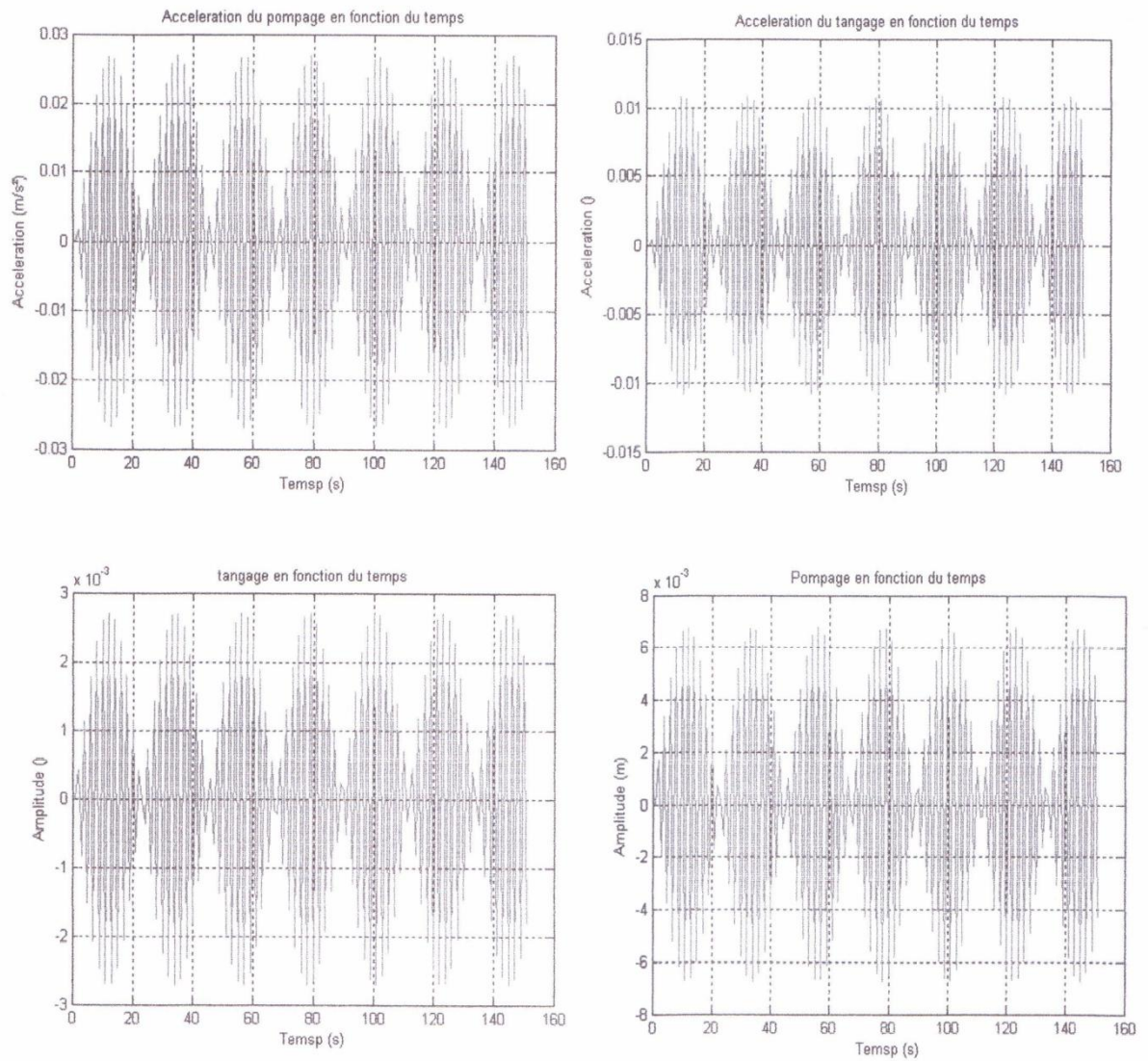


Figure 5: 8 Pour une Excitation avec fréquence égale 0.8 Hz.

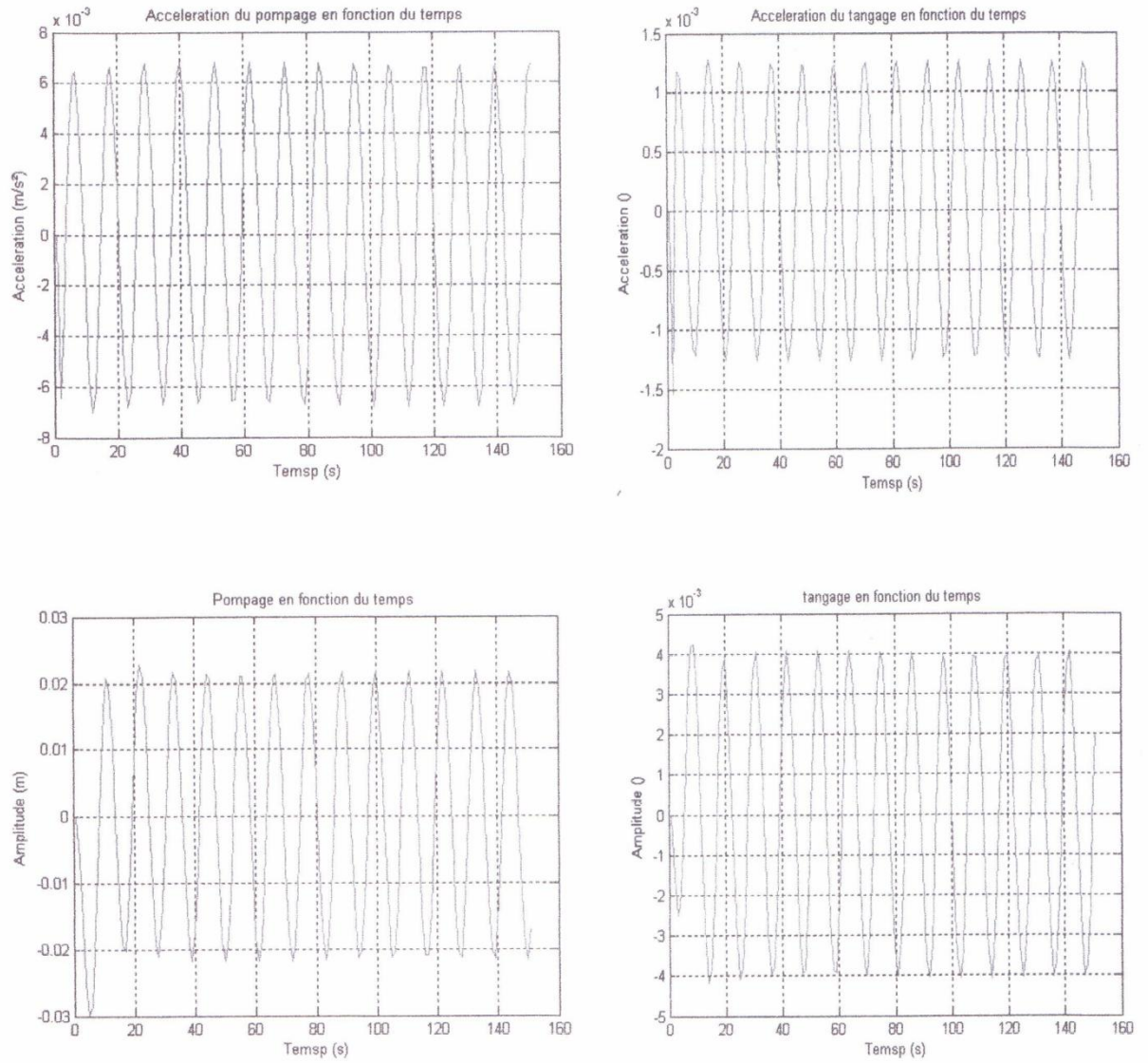


Figure 5: 9 Pour une Excitation avec fréquence égale 2 Hz.

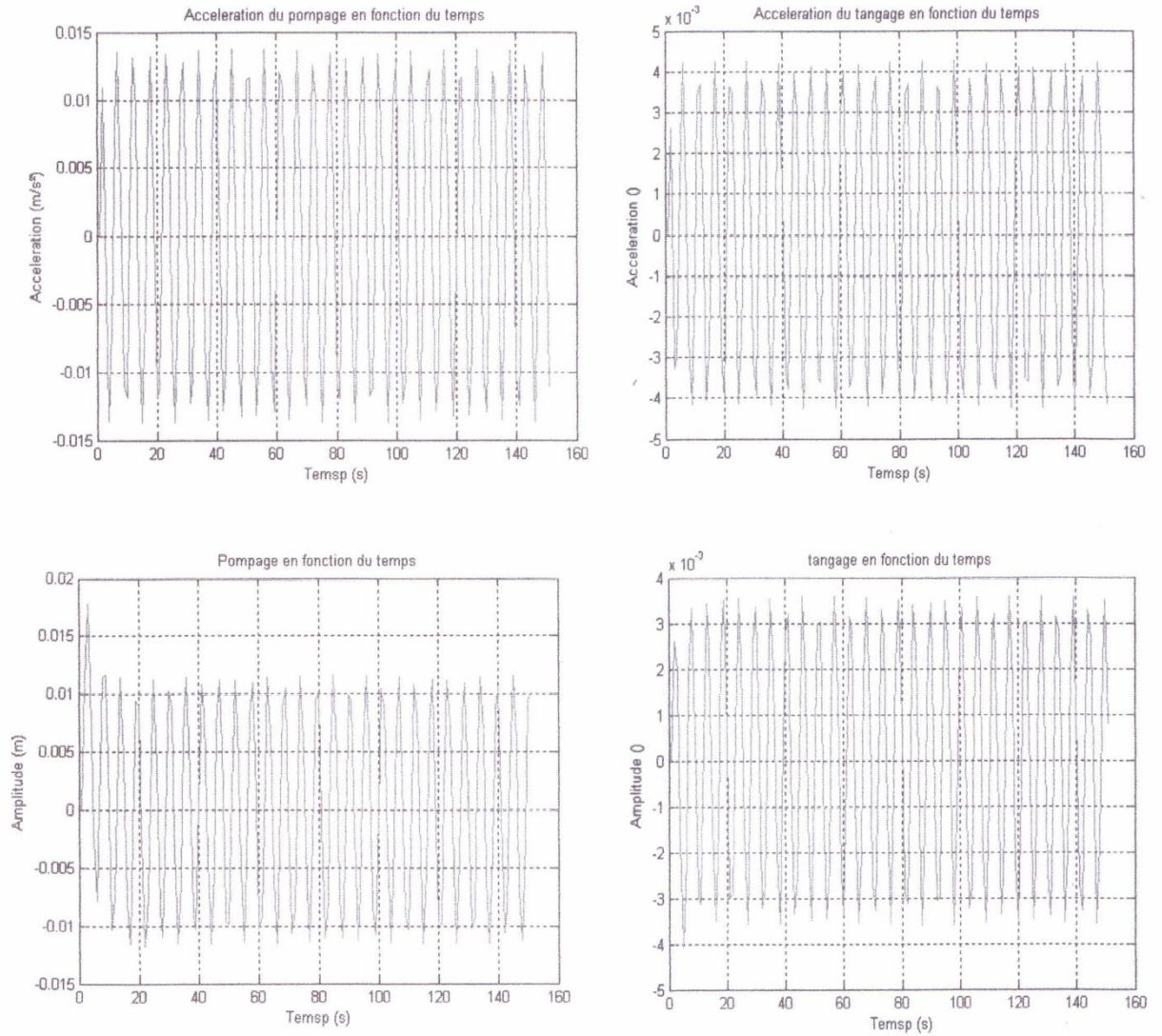


Figure 5: 10 Pour une Excitation avec fréquence égale 5 Hz.

Conclusion

Les résultats de La simulation montre que:

- 1- Les vibrations verticale (axe z:le pompage) sont en général, les vibrations les plus importantes pour le véhicule (dans la cabine du conducteur).
- 2- Ces vibration: pompage, tangage, Accélérations, des vibration sont fonction de la fréquence de l'excitation (fréquences du profil de la route). Pour différentes et basses fréquences (les plus dangereuses pour le conducteur du véhicule comme l'ont montrés les rechercher) à savoir 0.3Hz, 0.8, 2, 5 et 12.5 Hz: on remarque que quand la fréquence augment le conducteur est soumis a des vibrations plus petites. les basses fréquence 0.3,0.8 jusqu'à 2 Hz) le vibration sont plus importantes cependant plus sévères pour le conducteur. Pour cela il faut le protéger avec un siège adéquat.
- 3- Ces vibration: pompage, tangage, Accélérations, des vibration sont fonction du profil de la route pour une vitesse de roulement constante: pour deux cas de z_1 et z_2 le deuxième plus sévère (le premier $A= 2\text{cm}$,le second $A=5\text{cm}$) les vibrations deviennent plus important cependant plus sévère pour le conducteur. Dans ce cas pour protéger le conducteur il faut l'état des routes et particulièrement dans les chantiers, les carriers etc....

Conclusion Générale et perspectives

Dans notre travail on a développé un modèle vibratoire pour étudier les vibrations d'un véhicule (camion) Ce dernier est modélisé par un système à degrés de liberté représentatifs de la masse du véhicule de sa suspension viscoélastique ressort et amortisseur. Pour la modélisation du phénomène on a utilisé l'approche discrète (modélisation ou il y a passage des réalités continues à un modèle composé d'éléments discrets (masse, ressort et amortisseur)). A l'aide de l'approche Newtonienne, on a déterminé les équations du mouvement;

Le modèle proposé donne la possibilité de:

- déterminer et analyser la vibration d'un système selon la direction Z, estimée la plus importante.
- Analyser et vérifier les camions existants d'après cet indice (le niveau de vibration) car jusqu'à notre jour, on ne tient pas compte de cette exigence.
- Etudier l'influence de l'état des routes sur les vibrations transmises à l'homme ainsi que la vitesse de mouvement (roulage) du camion

La simulation du modèle par Matlab-Simulink est représentée par un schéma bloc qui permet de voir l'allure des paramètres principaux : Pompage (amplitude du déplacement), Tangage, Accélérations des vibrations en fonctions du profil de la route Z_1 et Z_2) et les suspensions avant et arrière(C, a) d'un véhicule (ici un camion)

Les résultats de la simulation ont montré que:

- 1- les vibrations verticales (axe: le pompage) sont en général, les vibrations les plus importantes pour le véhicule (dans la cabine du conducteur)
- 2- Ces vibrations : Pompage, Tangage, Accélérations des vibrations sont fonction de la fréquence de l'excitation (fréquences du profil de la route). Pour différentes et basses fréquences (les plus dangereuses pour le conducteur du véhicule comme Pont montrés les recherches) à savoir

0.3Hz, 0.8, 2, 5 et 12.5Hz : On remarque que la fréquence augmente le conducteur et soumis à des vibrations plus petites. Les basses fréquences (0.3Hz, 0.8 jusqu'à 2Hz) sont plus importantes cependant plus sévères pour le conducteur. Pour cela il faut le protéger avec un siège adéquat.

- 4- 3- ces vibrations: Pompage, Tangage, Accélération des vibrations ont fonction du profil de la route pour une vitesse de roulement constante: pour deux cas de Z_1 et Z_2 le deuxième plus sévère (le premier $A=5\text{cm}$) les vibrations deviennent plus importantes cependant plus nocives pour le conducteur. Dans ce cas pour protéger le conducteur il faut entretenir l'état des routes et particulièrement dans le chantier, les carrières etc....

Perspectives:

- Elaborer un modèle à 3 degrés de libertés: Ajouter la suspension du siège.
- Analyser les vibrations transmises au conducteur pour n'importe quel profil de route.
- Analyser l'état des suspensions des véhicule dans les conditions sévère de travail.

Référence de bibliographies

- [1] Système Y. Rocard: dynamique général de vibration: faculté de science de Paris.
- [2] Systèmes de verchinskil.C, Danilov: dynamique de wagons. Miscou(en russe) 1987.
- [3] Livre de mesure de vibration mécanique, traduit du Romain par A.OANEA, paris.
- [4] Vibration des véhicule: Alexondre Darabout; la lutte contre les bruits paris 1976.
- [5] MASSOM; dynamique générale des vibrations 4^{ème} édition, Paris.
- [6] M. Hans, D. Schenck; livre de programmation pour la production des machines et des systèmes, Paris 1986.
- [7] Livre de modélisation des vibration mécanique par des éléments discrète; par matlab simulating et Ansy. Par Marc Thomas, Frédéric, la ville Ecole de technologie supérieur 2007.

Les site

- [1] <http://www.huma-vibration.com>
Institut de recherche, université de Southampton
- [2] <http://www.fr.prevent.be>
Institut pour les préventions, la protection contre vibrations.

Annexe

```
programmation
C1 CONSTANT
clc; clear all; close all;
%Les données du programme sont:
m=6480;
tfin sim=150;
%c2=132.8;
L1=5.67;
L2=3.5;
w=104.6;

alpha1=1522;
alpha2=761;

%cl=103.6;
c2=123.8;

w=100;
f=w/(2*pi);
J=7038.8+1038.54+9804;

% les amplitudes du profil de la route sont:
A=1e-5*randn; B=2e-5*randn;

% Calcul des paramètres du modèle:
A1=alpha1+alpha2;
A2=alpha1*L1^2+alpha2*L2^2;
E=alpha2*L2-alpha1*L1;

% Calcul des autres paramètres du modèle:
for k=1:5
    c11(1,k)=03.6+100*k;
    B11(1,k)=c11(1,k)+c2;
    B12(1,k)=c11(1,k)*L1^2+c2*L2^2;
    D1(1,k)=c2*L2-c11(1,k)*L1;
    c1=c11(1,k);
    B1=B11(1,k);
    B2=B12(1,k);
    D=D1(1,k);
    timespan=[0:tfin sim];
    sim('kroini',timespan)
    P(:,k)=PHI;
    H(:,k)=Z;
end
figure(1)
```

```

plot(Z1',P);grid,title('PHI')
figure(2)
plot(Z2',P);grid,title('PMI')

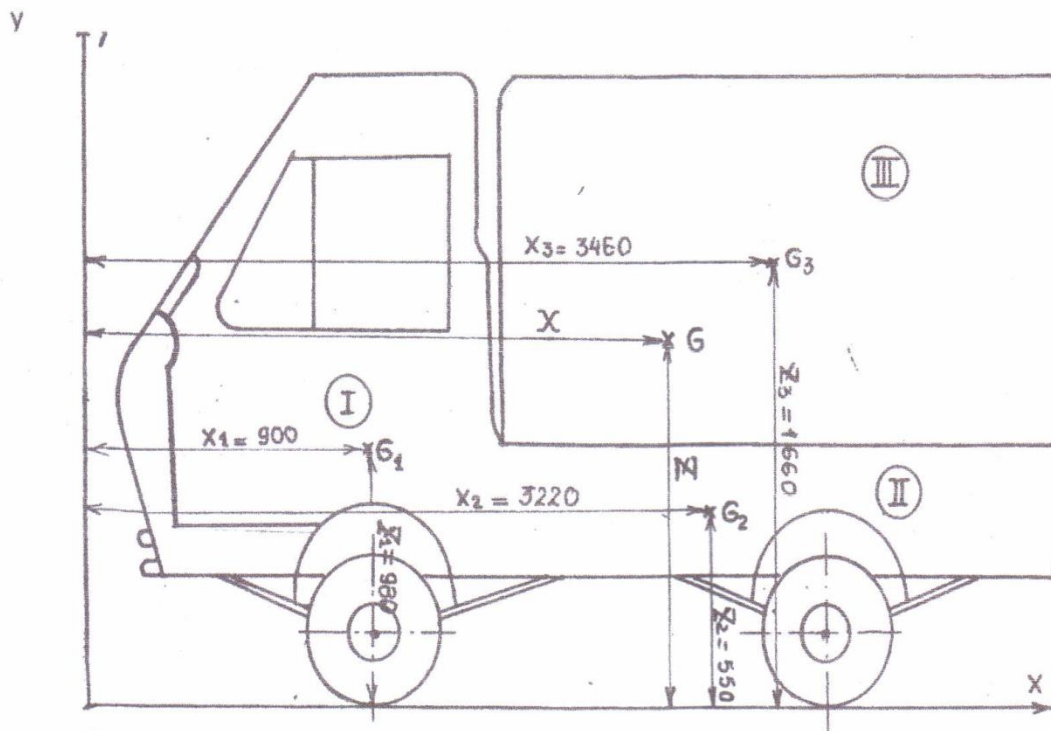
```

```

figure(3)
plot(Z1',H);grid,title('Z')
figure(4)
plot(Z2',H);grid,title('Z')

```

détermination de nombre d'inertie



Modèles dynamique



