

# SUPPORTS ÉLASTIQUES

## I - INTRODUCTION

La lutte **contre le bruit et les vibrations** a pris une forme beaucoup plus systématique :

- Le désir d'un meilleur confort l'exige.
- La mécanisation grandissante des activités industrielles et domestiques la rend nécessaire.
- La légèreté et la complexité croissante des matériels l'imposent.

Les pages qui suivent sont consacrées à la protection contre les vibrations et les chocs et proposent, aux ingénieurs d'études les moyens de résoudre ces problèmes d'isolement par l'application mécanique des élastomères adhésifs ou non au métal.

Les premières pages commencent donc par un rappel de définitions et de généralités précisant la terminologie employée ainsi que les principales formules sur lesquelles s'appuie le calcul des suspensions.

Le problème très important de la détermination d'une suspension élastique fait l'objet d'un paragraphe spécial qui donne les principes à suivre pour effectuer le choix d'un support selon ses dimensions, ses caractéristiques, son type et son application.

**Attention** : résoudre un problème de suspension élastique demande le plus souvent l'intervention d'un spécialiste et nous conseillons très vivement, dans les cas ne relevant pas d'une technique élémentaire, de consulter les services techniques PAULSTRA.



## II - DÉFINITIONS

### II.1 - LES SUPPORTS ÉLASTIQUES

#### II.1.1 - Propriétés

- Les supports élastiques sont des organes possédant, à la fois et à des degrés divers, des propriétés d'élasticité et d'amortissement.

- **L'élasticité**

- L'élasticité est la faculté pour le support de se déformer avec une amplitude sensiblement proportionnelle à la charge et de manière réversible.

- **L'amortissement**

L'amortissement est un effort de freinage du mouvement dont le principal effet est la réduction des amplitudes.

On distingue essentiellement deux types d'amortissement :

- L'amortissement de frottement (frottement solide) qui, pour un réglage donné, demeure constant et indépendant du mouvement. Pour qu'il y ait mouvement, il faut donc appliquer un effort au moins égal à l'effort d'amortissement.

- L'amortissement visqueux (tel celui donné par les amortisseurs hydrauliques) dans lequel l'effort de freinage est, à tout instant, fonction de la vitesse relative de l'ensemble suspendu par rapport à la partie fixe. L'amortissement visqueux a donc un caractère essentiellement dynamique ; il ne modifie pas la position d'équilibre statique.

#### II.1.2 - Conditions d'environnement

La plupart de nos plots standards sont en caoutchouc naturel. Celui-ci est choisi en raison de ses bonnes qualités dynamiques.

Dans des conditions normales d'utilisation, les formules de caoutchouc garantissent une bonne tenue dans le temps et en particulier limitent le fluage.

Sont considérées comme anormales les conditions d'utilisation suivantes :

- température supérieure à 70°C,
- contact prolongé avec des fluides agressifs,
- contact prolongé avec des acides, des bases,
- environnement agressif : huile, essence,
- atmosphères agressives (ozone, chlore...).

Les conséquences d'une utilisation à mauvais escient peuvent être un vieillissement accéléré des supports, la dégradation ou même la destruction du caoutchouc.

Un environnement anormalement agressif peut, en particulier, accroître la déformation du support (fluage).

**Les supports élastiques PAULSTRA peuvent être réalisés avec divers types de mélanges spéciaux capables de supporter les conditions anormales d'utilisation décrites ci-dessus et permettre une bonne tenue de ceux-ci.**

**Nos services techniques sont à votre disposition pour répondre à vos questions sur les propriétés de tels ou tels mélanges.**

#### II.1.3 - Supports élastiques en élastomère

Les supports comportant de l'élastomère (naturel ou synthétique) présentent toujours à la fois de l'élasticité pure et de l'amortissement visqueux. La dénomination "amortisseurs" qui leur est communément appliquée est tout à fait impropre. Les deux caractéristiques, élasticité et amortissement, sont, en effet, essentiellement différentes ; on peut assimiler une suspension sur caoutchouc à la suspension d'un véhicule automobile dans laquelle les deux fonctions sont assurées par des organes différents travaillant en parallèle :

- La suspension élastique proprement dite par les ressorts.
- L'amortissement par des amortisseurs hydrauliques.

Un support élastique en caoutchouc = un ressort + un amortisseur.

## II.1.4 - Caractéristiques d'un support élastique en élastomère

### • Caractéristiques élastiques

Ce sont les paramètres qui définissent les possibilités de déformation du support dans les différentes directions.

- La rigidité linéaire  $K_x$ , suivant l'axe  $G_x$  est égale au rapport de l'effort sur le déplacement correspondant, suivant cet axe. La rigidité linéaire s'exprime en daN/mm.

On définit de même les rigidités linéaires  $K_y$  et  $K_z$  suivant les deux autres axes  $G_y$  et  $G_z$ .

- Les rigidités de torsion ou "couples de rappel"  $C_x, C_y, C_z$ , autour des trois axes  $G_x, G_y, G_z$  sont égales au rapport des couples sur les angles correspondants.

Les rigidités de torsion s'expriment en m.N/Rad.

Ces six paramètres, qui ne sont pas indépendants pour un support (les lois de dépendance résultant de la forme et de la structure du support) sont proportionnels au module d'élasticité de l'élastomère) utilisé dans le support.

A partir de leurs six valeurs, on peut calculer la rigidité du support suivant et autour de n'importe quel axe de l'espace.

### • Caractéristiques d'amortissement

Le paramètre intéressant à connaître est "le taux d'amortissement caractéristique" de l'élastomère utilisé, notion qui sera définie pour les suspensions (§ II.2.2). Le taux d'amortissement caractéristique d'un support étant le même que celui de la suspension.

## II.2 - LES SUSPENSIONS ÉLASTIQUES

La suspension élastique d'une machine consiste à intercaler des supports élastiques entre la machine et ses assises (plancher, massif, châssis, etc.). Le type des supports, leur nombre, leur répartition, leur disposition et leurs caractéristiques individuelles seront fonction des caractéristiques d'ensemble à donner à la suspension pour obtenir les résultats recherchés.

Les problèmes qui se posent le plus fréquemment sont des problèmes de vibrations. Ils conditionnent au premier chef les caractéristiques de la suspension, c'est pourquoi il est nécessaire, au préalable, de s'entendre sur la terminologie employée et de rappeler les définitions et principes les plus importants.

### II.2.1 - Notions sur les vibrations

Une machine suspendue élastiquement est soumise à une vibration lorsqu'elle subit des sollicitations périodiques alternées qui se traduisent par des oscillations plus ou moins importantes.

On appelle :

- Vibration propre ou naturelle, la vibration qui affecte naturellement la machine lorsque, après avoir été écartée de sa position d'équilibre, elle est abandonnée à elle-même.
- Vibration forcée ou entretenue, une vibration imposée à la machine, soit par son fonctionnement propre, soit par des sollicitations de son entourage.

#### • Degrés de liberté

Le nombre de degrés de liberté est égal au nombre de paramètres indépendants qui déterminent la position de la machine à un instant donné.

Mouvement à un degré de liberté :

- Translation linéaire parallèle à une direction donnée (paramètre indépendant : le déplacement suivant la direction),
- Rotation autour d'un axe (paramètre indépendant : l'angle).

#### • Caractéristiques d'une vibration à un seul degré de liberté

Dans ce qui suit, on ne parlera que de vibrations à un seul degré de liberté, on admettra qu'il s'agit d'une vibration linéaire parallèle à une direction fixe.

##### • Vibration périodique :

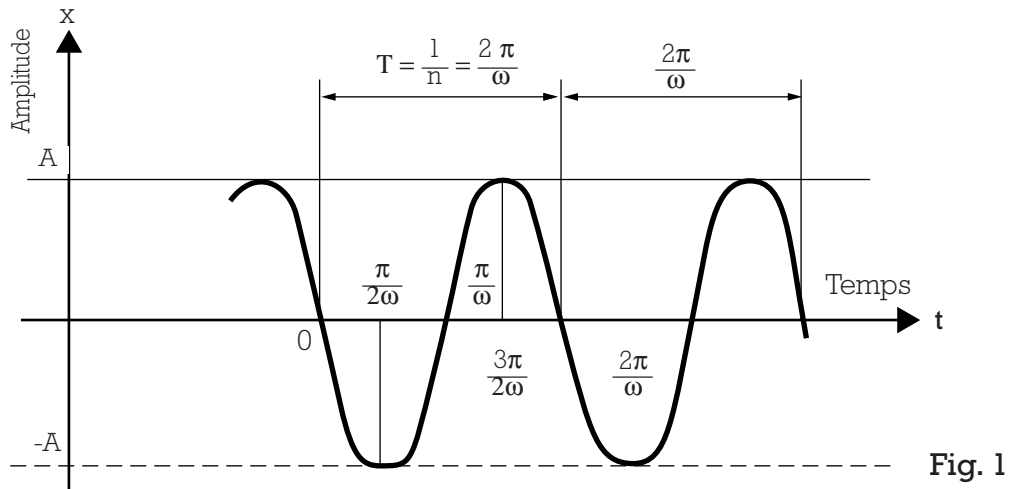
- Fréquence : Nombre d'oscillations complètes par unité de temps.  
 $N$  = Nombre d'oscillations/minute.  
 $n$  = Nombre d'oscillations/seconde ou Hertz.
- Période : Durée d'une oscillation complète.

$$T = \frac{1}{n} \text{ en seconde}$$

- Pulsation :  $\omega = 2\pi n = \frac{2\pi}{T}$  en radian/seconde.

- Amplitude maximale : C'est l'écart maximum par rapport à la position d'équilibre à chaque oscillation. En régime permanent l'amplitude maximale de la vibration forcée demeure constante.

• **Vibration sinusoïdale  $x = A \sin \omega t$  (fig.1)**



- Fréquence  $n = \frac{1}{T} = \frac{\omega}{2\pi}$

- Amplitude maximale  $A$
- Vitesse maximale  $V = A\omega$
- Accélération  $\Gamma = -A\omega^2$

- Amplitude instantanée  $x = A \sin \omega t$
- Vitesse instantanée  $v = A\omega \cos \omega t$
- Accélération instantanée  $\gamma = -A\omega^2 \sin \omega t$

Les vibrations de haute fréquence ( $\omega$  élevée) peuvent donc, même avec des amplitudes faibles, engendrer des accélérations très élevées.

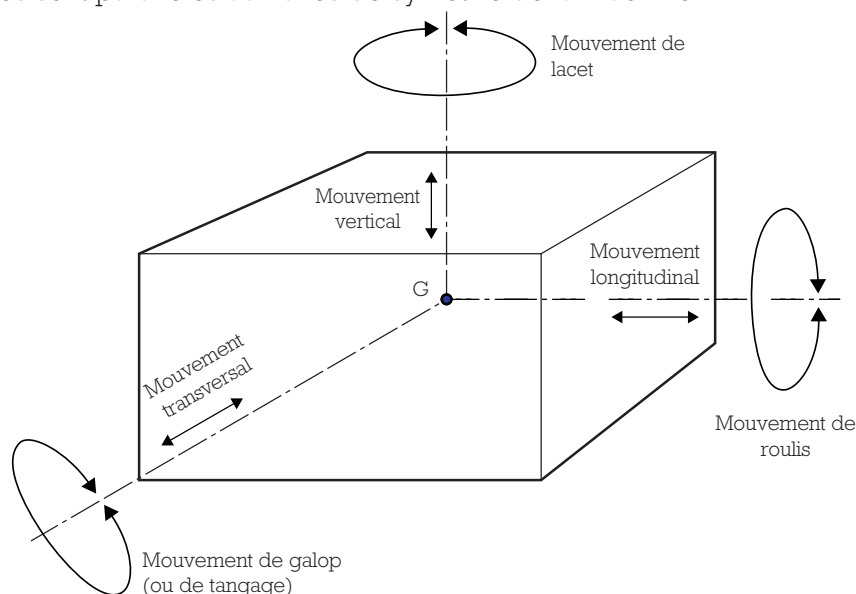
**II.2.2 - Caractéristiques d'une suspension élastique**

• **Caractéristiques élastiques**

Ce sont les paramètres qui définissent les possibilités de déplacement de la machine par rapport à ses assises. Ces déplacements sont généralement rapportés au système d'axes  $Gx, Gy, Gz$ .

Dans l'exemple de la fig. 2 :

- L'origine des axes coïncide avec le centre de gravité  $G$  de la machine en position statique.
- Les axes sont parallèles aux axes de symétrie de la machine.



**Fig. 2**

Comme dans le cas des supports, les rigidités de la suspension sont définies pour des déplacements à un seul degré de liberté par rapport aux axes fixes.

### - Rigidités linéaires :

$K_x$  suivant  $Gx$  = mouvement longitudinal.

$K_y$  suivant  $Gy$  = mouvement transversal.

$K_z$  suivant  $Gz$  = mouvement vertical.

Pour chaque axe, la rigidité linéaire de la suspension est égale à la somme des rigidités linéaires de tous les supports.

$$K_x = \Sigma k_x$$

$$K_y = \Sigma k_y$$

$$K_z = \Sigma k_z$$

### - Rigidités de torsion ou couples de rappel :

$C_x$  autour de  $Gx$  = mouvement de roulis.

$C_y$  autour de  $Gy$  = mouvement de galop ou de tangage.

$C_z$  autour de  $Gz$  = mouvement de lacet.

Les couples de rappel de la suspension dépendent :

- De la rigidité propre des supports.
- De la position et de l'orientation des supports par rapport au centre de gravité  $G$  de la machine.

### • Caractéristiques d'amortissement

L'amortissement de l'élastomère étant de type visqueux, l'effort de freinage qu'il introduit dans la suspension élastique a pour valeur  $R \times V$ ,

$R$  étant la viscosité,

$V$  la vitesse relative de la machine suspendue, à l'instant  $t$ .

Si, partant d'une suspension non amortie, on augmente progressivement l'amortissement (tous les autres facteurs restant constants), les amplitudes des oscillations libres à partir d'un écart initial donné, diminuent de plus en plus.

On appelle "**amortissement critique**", la valeur de l'amortissement pour lequel le retour à la position d'équilibre se fait d'une manière asymptotique sans oscillation.

La viscosité a alors pour valeur  $R_c$ .

On définit le taux d'amortissement  $\epsilon$  pour une viscosité  $R$  par :

$$\epsilon = \frac{R}{R_c} \quad (\epsilon = 1 \text{ correspond à l'amortissement critique}).$$

Si on impose à une suspension des vibrations forcées de pulsations variables  $\omega$ , on a constaté dans le cas des élastomères du type naturel que le produit  $\epsilon \omega$  restait sensiblement constant, ceci étant également valable à la résonance (voir plus loin).

$$\epsilon \omega = \epsilon_0 \omega_0 \text{ constante } (\omega_0 : \text{pulsation à la résonance}).$$

$\epsilon_0$  étant le taux d'amortissement à la pulsation de résonance.

On démontre que  $\epsilon_0$  est une constante caractéristique de l'élastomère utilisé.

$\epsilon_0$  = taux d'amortissement caractéristique.

$\epsilon_0$  de la suspension =  $\epsilon_0$  de chaque support (si ceux-ci utilisent le même élastomère).

### • Caractéristiques électriques

Les élastomères possèdent une résistance électrique variant selon leur composition, leur dureté.

A titre d'information, nous vous indiquons les valeurs relevées sur nos élastomères standards.

Caoutchouc naturel	dureté 45	$10^{13}$	Ohm x $\text{cm}^2/\text{cm}$
	dureté 60	$10^6$	Ohm x $\text{cm}^2/\text{cm}$
	dureté 75	$10^4$	Ohm x $\text{cm}^2/\text{cm}$

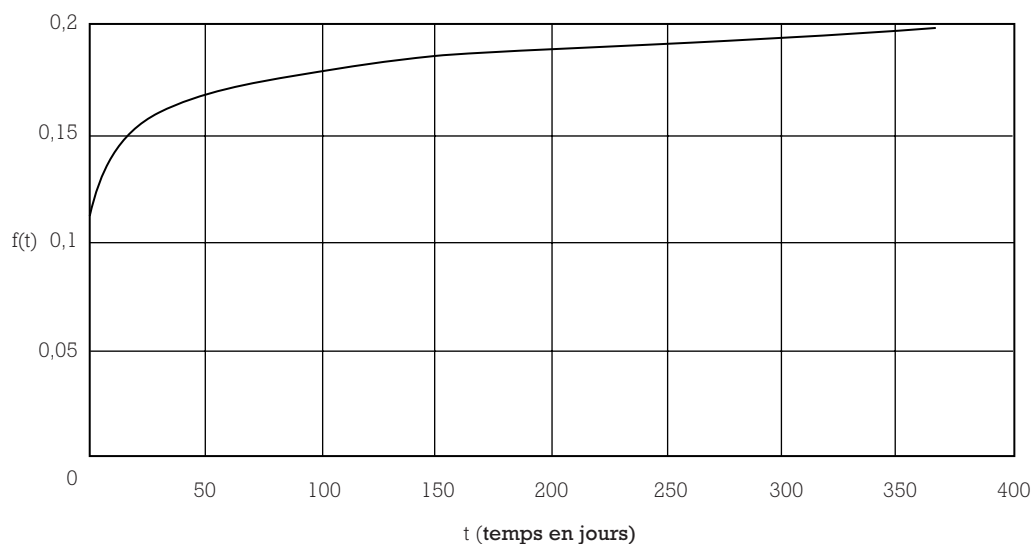
D'autre part, nous avons élaboré des élastomères spéciaux pouvant atteindre une tenue diélectrique supérieure à 2 000 volts pendant 1 mn.

## • Caractéristiques de fluage

La formule suivante, tirée d'essais sur échantillons, donne une estimation du fluage sous une charge de compression correspondant à 10% de la hauteur du plot et à la température de 30°C. Le fluage sur pièce réelle dépendra également de son profil.

Déflexion statique à la date  $t$  = Déflexion statique initiale  $\times (1 + C_m \times f(t))$   
où  $f(t)$  est la valeur de fluage relevée sur le graphe ci-dessous :

### Fluage $f(t)$ en compression rapporté à la flèche statique



et  $C_m$  un coefficient correcteur choisi dans le tableau ci-après en fonction du matériau de l'échantillon :

Matériau	Dureté 45	Dureté 60	Dureté 75
Caoutchouc naturel Standard	1.0	1.6	1.7
Polychloroprène	1.1	1.6	1.6

#### Remarque :

Ces valeurs sont données à titre indicatif. Nous consulter en cas d'utilisation dans les conditions de fonctionnement différentes (température, profil de pièce complexe, autre élastomère).

#### Conseil de montage :

Pour les applications nécessitant un alignement, le calage des lignes d'arbre devra se faire au moins deux jours après le montage sur plots afin de s'affranchir des phénomènes de fluage initiaux.

# III - FONCTIONNEMENT D'UNE SUSPENSION ÉLASTIQUE

## III.1 - FONCTIONNEMENT STATIQUE

Une suspension élastique permet une meilleure répartition des charges statiques.

Si une machine repose sur ses assises par des contacts "solides" en plus de trois points, il est impossible de prévoir les charges imposées sur chaque point (le montage est hyperstatique).

Avec des supports élastiques dont les caractéristiques de rigidité sont connues, on peut déterminer (par le calcul et même par la mesure directe) les déformations de chacun d'eux, en déduire les charges et corriger les anomalies de charge.

**Une suspension élastique absorbe sans difficulté de petites différences d'entraxes de fixation.**

Quel que soit le nombre des fixations, un assemblage rigide par boulons, par exemple, exige pour éviter des contraintes locales exagérées, une conformité très correcte des entraxes et des surfaces de pose de la machine et de son assise.

Pour éviter des tolérances de fabrication prohibitives, on est conduit à admettre des "jeux" dont les inconvénients sont bien connus (desserrages, matage, usure, bruit).

Les supports élastiques, moyennant des efforts négligeables, autorisent des tolérances de fabrication plus larges.

Une suspension élastique absorbe sans contrainte dangereuse, de petits déplacements. Ces petits déplacements pouvant être provoqués par exemple par la dilatation thermique ou des déformations des châssis, coques, membrures, etc.

## III.2 - FONCTIONNEMENT DYNAMIQUE

**C'est le rôle essentiel des suspensions élastiques, dans le cas de vibrations ou de chocs. Les calculs présentés supposent que les rigidités linéaires des suspensions restent constantes, ceci est vrai pour les suspensions élastiques à base d'élastomère dans le domaine normal d'utilisation (vibrations mécaniques, température normale).**

### III.2.1 - Cas des vibrations à un seul degré de liberté

L'action d'une suspension est très complexe. Pour en donner une idée, nous allons examiner un cas schématique simple (fig. 3).

Considérons le cas d'une machine de masse  $M$  assujettie à ne pouvoir se déplacer que parallèlement à l'axe vertical  $Gz$ .

Elle est fixée à ses assises par l'intermédiaire d'une suspension élastique  $S$  dont la rigidité suivant  $Gz$  est  $K$ .

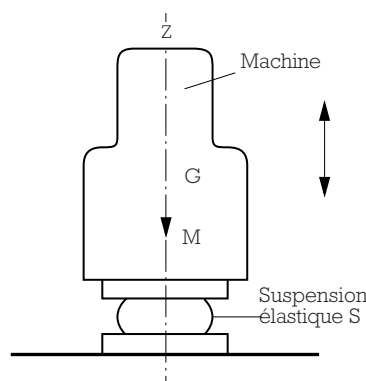


Fig. 3

• **Oscillation libre (propre ou naturelle)**

**a) Sans amortissement (cas tout à fait théorique).**

La machine, étant écartée de sa position d'équilibre d'une quantité  $A$ , oscillera suivant une loi sinusoïdale.

Equation du mouvement :  $z = A \sin \omega_0 t$

$$\text{Pulsation propre : } \omega_0 = \sqrt{\frac{K}{M}} \qquad \text{Fréquence propre } F_p = \frac{\omega_0}{2\pi}$$

L'oscillation se poursuit indéfiniment avec les amplitudes maximales égales à  $A$  (le phénomène est représenté par la courbe de la fig. 1 dans laquelle  $\omega$  serait remplacé par  $\omega_0$ ).

**b) Avec amortissement**

Dans ce cas, la machine oscillera autour de sa position d'équilibre suivant une loi sinusoïdale amortie représentée par la fig. 4.

Equation du mouvement :

$$z = A.e^{-\epsilon'_0 \omega'_0 t} . \sin \omega'_0 t$$

Pulsation propre :

$$\omega'_0 = \sqrt{\frac{K}{M} (1 - \epsilon'^2_0)} = \omega_0 \sqrt{1 - \epsilon'^2_0}$$

$\epsilon'_0$  est le taux d'amortissement à la pulsation  $\omega'_0$ .

En fait  $\epsilon'_0$  est très voisin de  $\epsilon_0$ , la pulsation propre peut alors s'écrire :

$$\omega'_0 \approx \omega_0 \sqrt{1 - \epsilon_0^2}$$

Dans le cas du caoutchouc naturel,  $\epsilon_0$  est petit devant 1 (de 0,02 à 0,1).

De ce fait  $\omega'_0$  est très voisin de  $\omega_0$ .

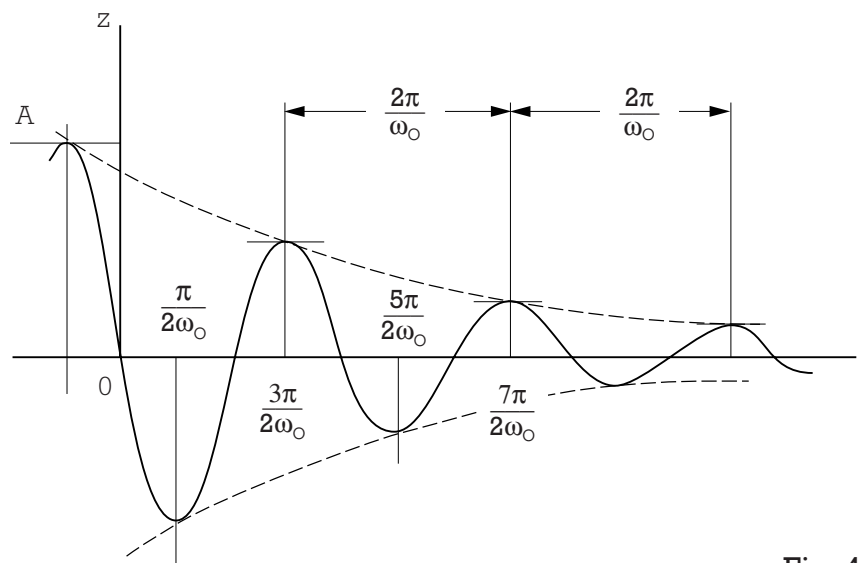


Fig. 4

• **Vibration forcée**

On suppose maintenant que la machine est soumise à une vibration forcée verticale qui lui impose un effort alterné sinusoïdale de pulsation  $\omega$ .

Effort perturbateur :  $F = F_M \sin \omega t$ .

- **Cas d'une suspension rigide** : l'effort perturbateur sera transmis intégralement aux assises de la machine.

- **Cas d'une suspension élastique** caractérisée par sa pulsation propre  $\omega_0$  ou sa fréquence propre  $F_p = \frac{\omega_0}{2\pi}$  et son taux d'amortissement caractéristique  $\epsilon_0$  :

La mise en route d'une vibration forcée de pulsation  $\omega$  excite la vibration propre de pulsation  $\omega_0$ . Cette dernière s'amortit très rapidement, de sorte que, après un temps très court, seule subsiste en régime permanent la vibration forcée de pulsation  $\omega_0$  qui transmet aux assises un effort sinusoïdal.

Effort transmis :  $F' = F'_M \sin \omega t$ .

On définit alors le coefficient de transmission  $\lambda$  qui est le rapport de l'effort maximal transmis  $F'_M$  sur l'effort maximal perturbateur  $F_M$  (ou si l'on veut sur l'effort qui serait transmis s'il n'y avait pas de suspension élastique).

Dans le cas d'une suspension élastique en élastomère, ce coefficient a pour valeur :

$$\lambda = \frac{F'_M}{F_M} = \sqrt{\frac{1 + 4 \epsilon_0^2}{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)^2 + 4 \epsilon_0^2}}$$

En résumé :

	Effort perturbateur	Effort transmis	Coefficient de transmission
Suspension rigide	$F = F_M \sin \omega t$	$F = F_M \sin \omega t$	$\lambda = 1$
Suspension élastique ( $\omega_0, \epsilon_0$ )	$F = F_M \sin \omega t$	$F' = F'_M \sin \omega t$	$\lambda = \frac{F'_M}{F_M} = \sqrt{\frac{1 + 4 \epsilon_0^2}{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)^2 + 4 \epsilon_0^2}}$

Les variations du coefficient de transmission  $\lambda$ , en fonction du rapport  $\frac{\omega}{\omega_0}$  pour diverses valeurs de  $\epsilon_0$  sont représentés par la fig. 5 (page 13).

**Atténuation.**

Pour les supports en caoutchouc le terme  $4 \epsilon_0^2$  est négligeable devant 1. L'atténuation exprimée en % est le complément à 100 du coefficient de transmission  $\lambda$  soit :

$$E\% = 100 \frac{\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2 - 2}{\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2 - 1} \quad \text{ou} \quad 100 \left(1 - \frac{1}{\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2 - 1}\right)$$

Pour une fréquence d'excitation donnée  $\omega$ , l'atténuation dépend de la fréquence propre de la suspension.

Pour une direction déterminée, les relations entre la fréquence propre, la sous-tangente de la suspension et la fréquence d'excitation sont rapportées sur l'abaque fig. 6.

A partir de la fréquence d'excitation (par exemple 1500 tr/mn), on cherche à déterminer la fréquence propre de la suspension pour avoir une atténuation acceptable. En général, on essaiera de prendre une atténuation supérieure à 50%. L'abaque permet de trouver, dans l'exemple choisi, une atténuation de 80% pour une fréquence propre de 10 Hz environ.

NB 1 : Compte tenu des tolérances usuelles des élastomères, la fréquence propre d'une suspension est indiquée à 7% près.

NB 2 : L'équivalence sous-tangente fréquence propre est approximative et ne tient pas compte de la rigidification dynamique (voir fig. page 16, et paragraphe IV-3-4).

Pour la zone recommandée (atténuation supérieure à 80%), l'atténuation peut diminuer de 10%.

Eventuellement, pour plus de précision, utilisez le programme Paulstrasoft, ou consultez les services techniques Paulstra.

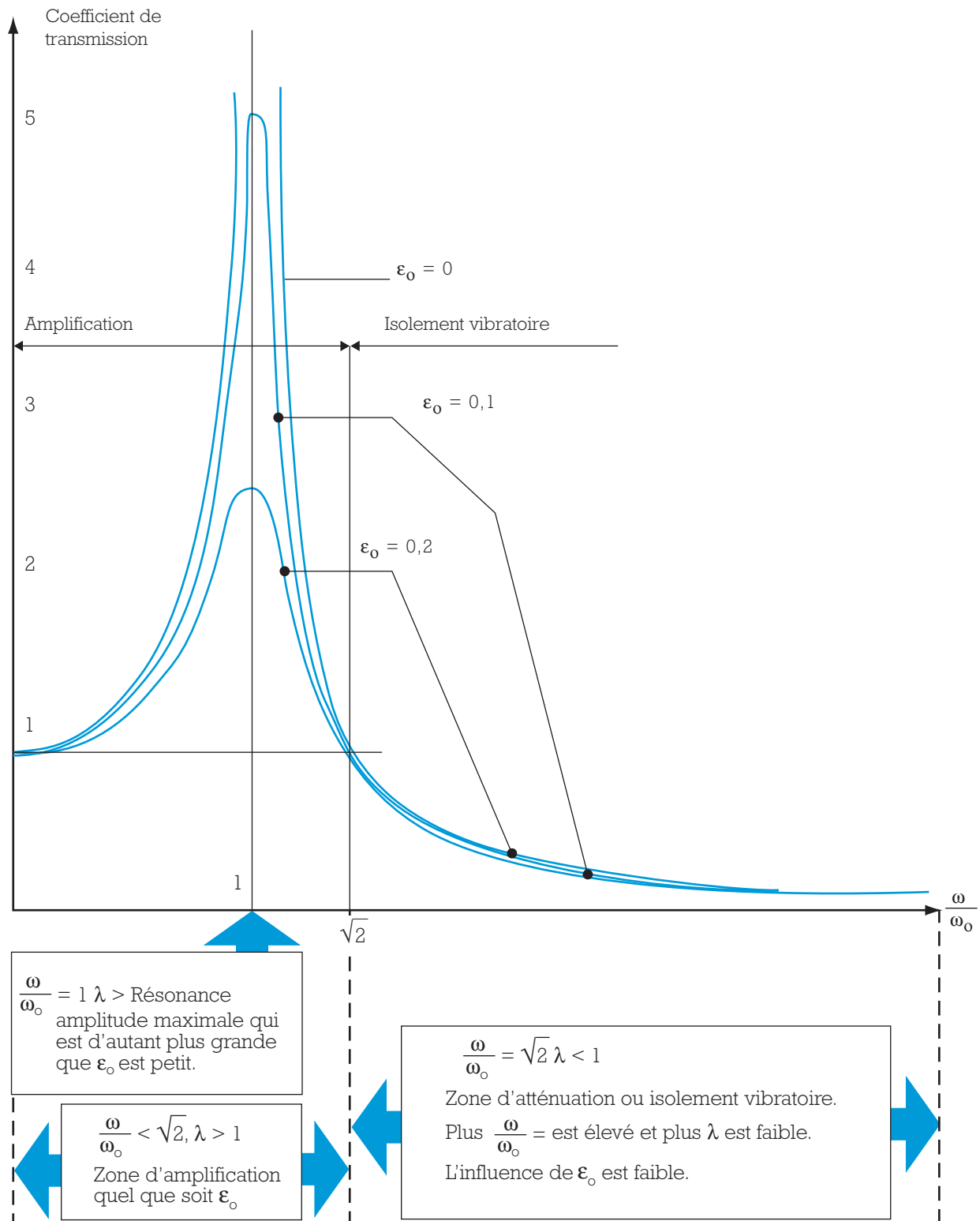


Fig. 5

Pour obtenir une bonne suspension, on adoptera :

$\frac{\omega}{\omega_0}$  élevé  $\longrightarrow$   $\omega_0$  faible  $\longrightarrow$   $\lambda$  faible

$\varepsilon_0$  modéré  $\longrightarrow$  - amplification limitée lors du passage à la résonance.  
- peu influant dans la zone d'isolement vibratoire.

# ABAUUE

Atténuation en fonction de la fréquence propre et de la fréquence d'excitation.  
(Abaque théorique pour une suspension sans amortissement)

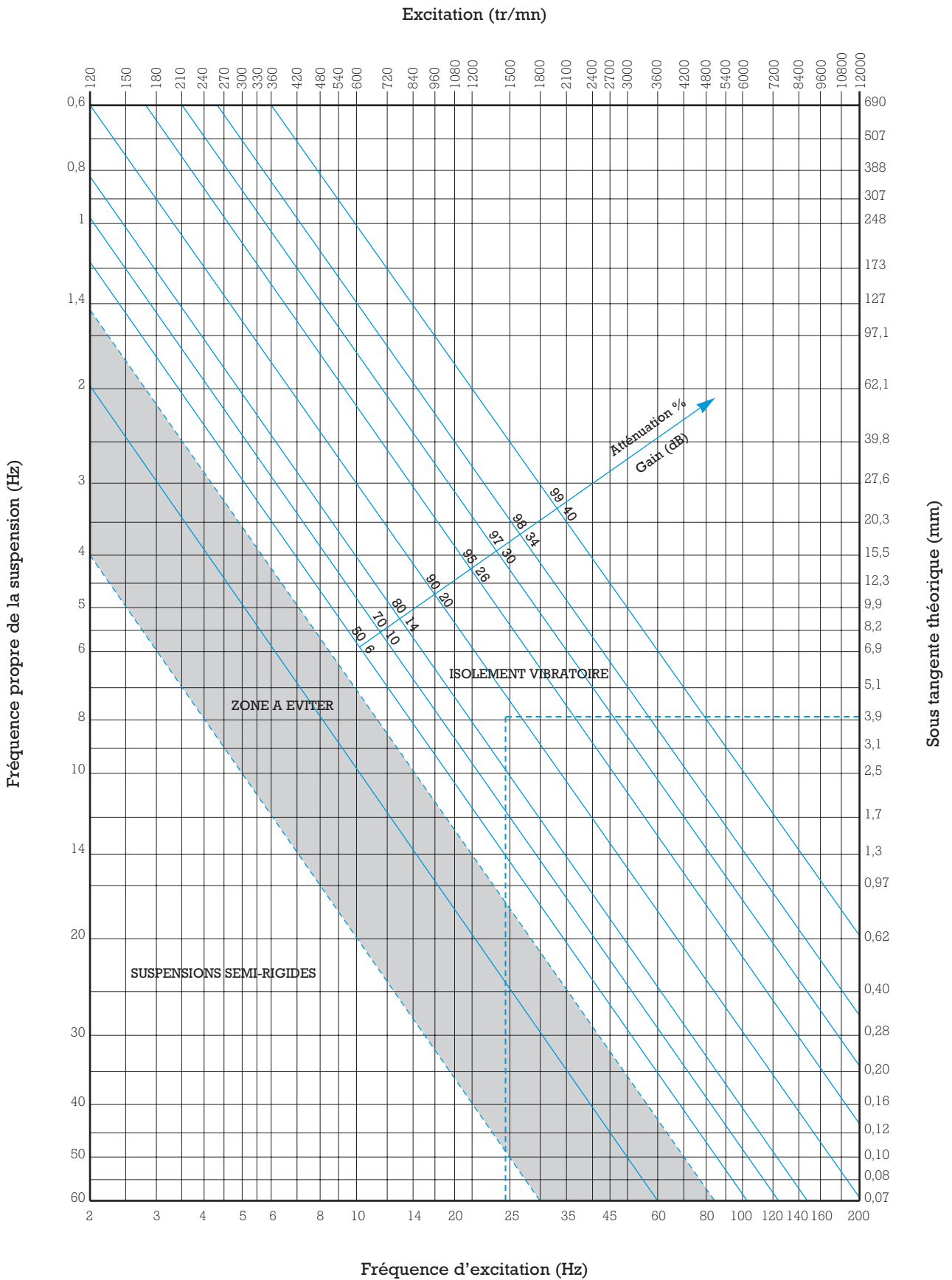


Fig. 6

## • Cas pratiques

### a - Machine à régime de marche variable

Dans la pratique on n'a pas nécessairement affaire à une seule valeur de  $\omega$  bien déterminée, car les machines peuvent avoir des régimes de marche variable ( $\omega$  variable).

Dans ce cas, c'est en fonction du régime le plus bas qu'il faudra réaliser l'isolement vibratoire.

### b - Passage à la résonance

Toutes les machines sont obligées de démarrer et de s'arrêter.

Partant de 0 pour atteindre la valeur  $\omega$  (dans la zone d'isolement vibratoire), on est bien obligé de passer par  $\omega_0$  donc de traverser la zone de résonance.

Il importe :

- que le passage à la résonance soit aussi bref que possible ;
- que la suspension ait suffisamment d'amortissement pour que l'effort maximal transmis ne soit pas dangereux pour l'ensemble.

### c - Suspension en élastomère

Avec les élastomères couramment utilisés dans les suspensions élastiques, le taux d'amortissement caractéristique  $\epsilon_0$  est compris entre 0,02 et 0,1 (il peut dépasser 0,2 avec des synthétiques tels que les SBR, le Butyl ou le Silicone).

- Dans la zone d'isolement vibratoire, la formule du coefficient de transmission peut se simplifier, puisque pour les valeurs de  $\epsilon_0$  de caoutchouc naturel, le terme  $4 \epsilon_0^2$  est négligeable devant 1.

$$\lambda = \frac{1}{\omega_0^2 - 1} \quad \text{Pour } \epsilon_0 \text{ compris entre } 0,02 \text{ et } 0,1$$

$$\text{- A la résonance } \lambda_r = \frac{1}{2 \epsilon_0}$$

$$\lambda = \frac{1}{2 \epsilon}$$

pour le caoutchouc naturel, l'amplification à la résonance est donc comprise entre :

$$\frac{1}{2 \times 0,1} = 5 \quad \text{et} \quad \frac{1}{2 \times 0,02} = 25$$

### a) Bruit et vibrations

Le **bruit** est une vibration aléatoire. Il est constitué de la superposition d'un ensemble de composantes élémentaires qui n'ont entre elles aucune corrélation. Le bruit conduit à une émission de **sons**.

On distingue habituellement les bruits aériens et les bruits solidiens.

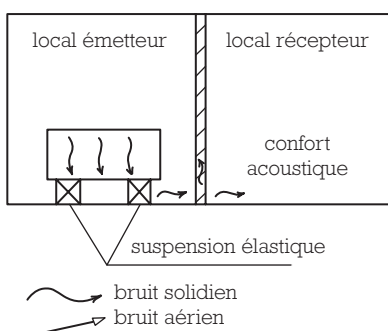
Le **son** est lié à l'ébranlement d'un milieu matériel : solide, liquide ou gazeux. Cet ébranlement se traduit par une vibration des particules du milieu autour de leur position d'équilibre.

### b) Recherche du confort acoustique

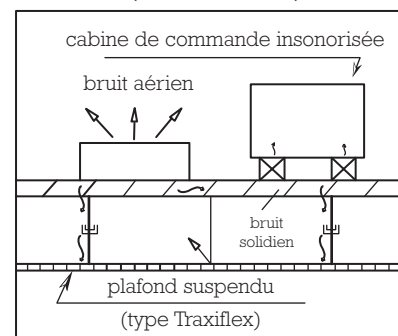
**Une suspension élastique traite uniquement les bruits solidiens.**

Ceux-ci consistent en une mise en vibration des structures et une suspension élastique coupe la propagation près de la source. Des liaisons souples diminuent la transmission des efforts à la base et l'énergie vibratoire de celle-ci.

Transmission d'un local à l'autre



Exemple : Atelier avec presse de découpe (chocs + bruits)

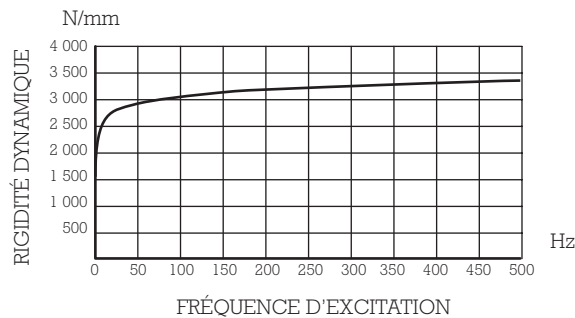


L'efficacité de rayonnement demeurant inchangée, le gain en termes de puissance rayonnée (acoustique) est identique au gain en termes de force transmise. La courbe donnant l'isolation vibratoire en % peut être traduite en décibels.

Gain en db :  $20 \log \frac{100}{100 - E}$  où E est l'atténuation en % (bruits solidiens et non aériens).

La suspension de l'équipement permet une isolation phonique dans le **local récepteur** et tend à approcher le confort acoustique.

Il faut toutefois prendre en compte la rigidité de la base sur laquelle repose la masse suspendue. En règle générale, on considère que la rigidité du support doit être dix fois plus faible que la rigidité de la base pour que le choix de suspension ne soit pas remis en question. Les supports PAULSTRA peuvent être caractérisés en haute fréquence.



Exemple de mesures réalisées sur support type Radiaflex Spécial  
Elastomère : polychloroprène dureté 47  
Amplitude  $\pm 0,01$  mm autour de la position sous charge statique.

### III.2.3 - Cas des chocs

#### • Notion de choc

Pendant un temps donné, l'appareil est soumis à une excitation impulsionnelle brève. C'est le type d'excitation le plus sévère qu'il puisse rencontrer au cours de sa vie.

Dans l'intervalle de temps d'application de l'excitation, la vitesse de l'appareil varie, de ce fait, il est soumis à une accélération donc à un effort.

La durée d'application de l'excitation est un paramètre important.

Un système à réaction lente ne subira pas le même choc qu'un système à réaction rapide.

Il est nécessaire de comparer la durée d'application de l'excitation à la période propre de l'appareil.

#### • Définition d'un choc

La pratique pose deux types de problèmes :

- L'appareil subit deux chocs parfaitement définis expérimentalement mais de nature très complexe et irréproductibles en laboratoire. Il faut alors définir un choc équivalent.
- L'appareil doit résister à des chocs arbitrairement définis (ex. satisfaction à des normes).

La définition du choc se fera par une Loi en fonction du temps, soit l'accélération, soit la vitesse, soit le déplacement que subit le point d'application de l'excitation. Dans certains cas, il sera préférable de définir le choc par l'énergie apportée à l'appareil (ex. choc de véhicule).

#### • Protection contre les chocs

Deux cas principaux sont à considérer :

##### a) Limitation des efforts transmis à l'appareil :

Ce cas se présente souvent sous la forme suivante :

L'appareil arrive sur l'obstacle, avec une certaine vitesse. La force qu'il peut supporter sans détérioration est limitée à une valeur connue.

La suspension élastique de l'appareil peut être utilisée pour la protection des chocs sur l'obstacle.

Ces pièces présentent une rigidité constante  $K_z$ , dans le sens du choc (supposé guidé). Pour une énergie W, à absorber, en l'absence d'amortissement, on a :

$$W = \frac{1}{2} K_z s^2 \quad \text{L'effort maxi } F_M = K_z s = \frac{2W}{s} \quad \text{Effort maxi inversement proportionnel à la course.}$$

La course  $Z = \sqrt{\frac{2W}{K_z}}$  La course est inversement proportionnelle à la racine carrée de la rigidité.

**Remarque :** Certains systèmes ne présentent pas une rigidité constante, mais celle-ci peut brusquement croître (ex. : système de compression). Il est évident que si l'énergie W n'est pas absorbée avant que se produise cet accroissement, l'effort maximal sera beaucoup plus important que celui prévu par la formule.

### b) Limitation de l'accélération de certaines parties de l'appareil.

Dans ce cas, le choc doit être décrit par rapport à son potentiel de destruction. L'efficacité du système de protection sera mesurée par l'affaiblissement de ce potentiel.

Un choc sur un appareil produit un dommage sur un élément, parce que celui-ci se met à vibrer et veut prendre des amplitudes incompatibles avec ses caractéristiques mécaniques, d'où la rupture.

Un choc peut se caractériser par son action sur toute une série d'éléments.

Pour un même choc, chaque élément aura une réponse spécifique, différente d'un élément à l'autre.

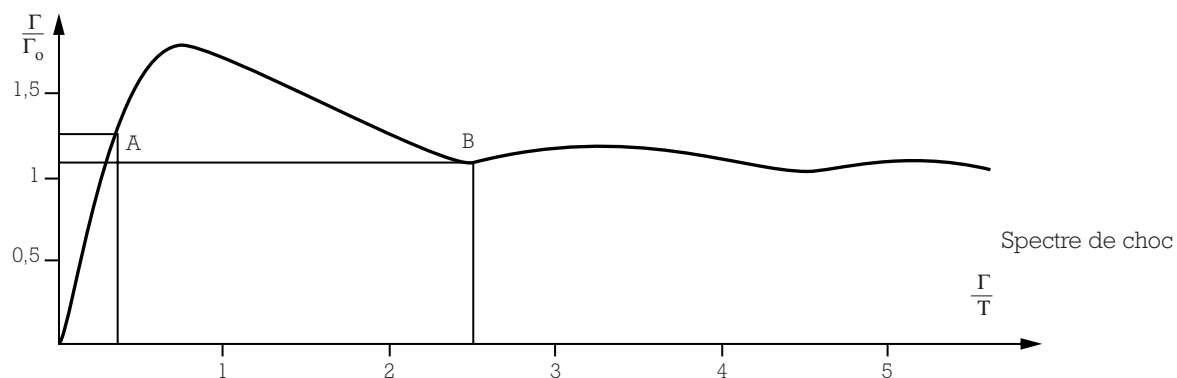
La représentation graphique, du rapport des amplitudes maximales ( $\Gamma$ ) des éléments sur celle de l'excitation ( $\Gamma_0$ ) en fonction du rapport de la durée  $\tau$  du choc sur la période  $T$  des éléments est le spectre du choc.

Ce n'est pas une représentation de l'amplitude en fonction du temps, ni de l'entrée, ni des réponses, mais un moyen commode de représenter le pouvoir destructeur du choc.

Cette représentation n'est pas biunivoque :

- Il n'est pas possible de retrouver le choc à partir d'un spectre de choc.
- Deux chocs différents peuvent très bien donner le même spectre.

Exemple : cas d'un choc demi-sinusoidal en accélération.



Un équipement devra supporter le choc de  $\Gamma_0 = 400 \text{ m/s}^2$  maxi pendant  $t = 8,75 \cdot 10^{-3} \text{ S}$ .

	Elément A de l'équipement	Elément B de l'équipement
Fréquence propre masse	40 Hz 10 kg	286 Hz 1 kg
$\frac{\tau}{T}$	$8,75 \cdot 10^{-3} \times 40 = 0,35$	$8,75 \cdot 10^{-3} \times 286 = 2,5$
$\frac{\Gamma}{\Gamma_0}$	1,25	1,1
Charge d'attache	$400 \times 1,25 \times 10 = 5000 \text{ N}$	$400 \times 1,1 \times 1 = 440 \text{ N}$

L'étude de ce spectre, montre que la suspension d'un élément est favorable quand il est possible d'obtenir une période propre  $T$ , telle que :

$$\frac{\tau}{T} < 0,25. \quad \text{Alors que le rapport } \frac{\Gamma}{\Gamma_0} \text{ est inférieur à 1 et l'élément est protégé.}$$

Si cela est impossible, il vaut mieux rendre cette suspension afin d'éviter la zone d'amplification notable pour :

$$\frac{\tau}{T} \text{ compris entre } 0,25 \text{ et } 2,5.$$

Ce cas simple met en évidence le rôle d'une suspension et l'importance qu'il y a à avoir des renseignements (spectre de choc, amplitude en fonction du temps) et surtout la durée de l'excitation.

#### • Rôle de l'amortissement

L'amortissement peut être favorable en réduisant les rebondissements et les amplitudes des oscillations successives. Mais il ne faut pas choisir n'importe quel type d'amortissement, car pour certains, il peut naître une réaction néfaste. Les élastomères réalisent un compromis qui permet d'envisager une protection intéressante.

### • Remarque importante

Il ne faut pas perdre de vue dans la conception du matériel :

- D'une part qu'une bonne protection nécessite une grande souplesse, ce qui entraîne des débattements non négligeables entre l'environnement et l'appareil.
- D'autre part que l'appareil va osciller et qu'il faut prévoir la place du rebond en cas de choc. Les limiteurs de course seront placés afin de ne pas gêner le fonctionnement de la suspension au cours des chocs pour lesquels elle est prévue.

Une suspension élastique à base de caoutchouc protège des chocs en réduisant la course et l'effort maximal. Il est nécessaire de prévoir le débattement nécessaire pour le rebond.

### III.2.4 - Cas général

L'étude théorique décrite ci-dessus se rapporte à un cas très schématique :

mouvement à un seul degré de liberté (vertical) avec une seule vibration d'excitation (également verticale) axée à la fois sur le centre de gravité de la machine suspendue et le centre élastique de la suspension.

**En général**, les choses sont moins simples. La machine peut plus ou moins se mouvoir suivant tous les degrés de liberté (déplacements en rotation et en translation). Il y a théoriquement autant de **fréquences propres** que de degrés de liberté.

Ces fréquences propres ne sont pas indépendantes mais "**couplées**". Si l'une d'elles est excitée suivant un degré de liberté, elle peut faire naître des vibrations à la même fréquence suivant d'autres degrés de liberté en fonction du **couplage**.

Analyser le comportement complet, demande de prendre en compte : les **raideurs** dans toutes les directions, et, en plus de la masse du corps suspendu, ses **moments d'inerties** pour évaluer les comportements en rotation.

De plus, il peut y avoir non pas une mais plusieurs vibrations forcées de fréquences variables appliquées en des points quelconques et suivant des directions différentes ou autour d'axes différents.

Le cas général est extrêmement complexe. Heureusement, les symétries de structures et des dispositions convenables prises au montage autorisent de nombreuses simplifications qui permettent souvent d'utiliser les résultats développés ci-dessus. Il n'en est pas moins vrai qu'il reste certains cas pour lesquels seule une étude approfondie permet de trouver une solution efficace. Nos services techniques sont là pour vous aider à la définir.

## III.3 - DIFFÉRENTS TYPES DE SUSPENSIONS ÉLASTIQUES

### III.3.1 - Suspension élastique directe

**On appelle ainsi une suspension ayant pour but d'empêcher une machine de transmettre ses vibrations aux assises.**

C'est le problème théorique (à un seul degré de liberté) qui est traité dans les pages précédentes par l'isolement vibratoire.

**L'isolement vibratoire n'empêche pas la machine de vibrer mais il atténue la transmission des vibrations.**

Par rapport à une suspension rigide (qui laisse passer les vibrations) les amplitudes de la machine peuvent être plus importantes. La machine est en quelque sorte libérée de son support fixe.

C'est le cas du "moteur flottant" des véhicules automobiles, monté sur suspension élastique qui ne transmet plus les vibrations à la caisse et aux passagers moyennant une mobilité accrue sous le capot.

Si des amplitudes excessives ne peuvent être tolérées, le seul moyen de les réduire, sans diminuer l'efficacité de la suspension, est l'augmentation de la masse suspendue (lestage).

Pour une excitation donnée, les amplitudes sont inversement proportionnelles à la masse.

Pour certaines machines particulièrement violentes, cette façon de faire est une nécessité : moteurs ou compresseurs monocylindriques lents, centrifugeuses, marteaux-pilons, etc.

Les machines sont alors fixées rigidement sur des châssis ou des massifs lourds et c'est l'ensemble qui est suspendu.

Un accroissement de la masse à suspendre permet l'obtention d'un bon isolement vibratoire et de faibles oscillations de l'ensemble suspendu.

On suspendra avantageusement des groupes complets : groupes électrogènes, groupes compresseurs, groupes motopompes.

### III.3.2 - Suspension élastique indirecte

On appelle ainsi une suspension protégeant une machine vibrante contre les vibrations provenant de l'ambiance.

L'adaptation d'une suspension assurant l'isolement vibratoire au sens défini précédemment est toujours valable. En effet avec une vibration suffisamment souple, les accélérations communiquées à la machine sont faibles et comme celle-ci n'est pas soumise à d'autre sollicitation, elle restera pratiquement immobile.

Les amplitudes d'oscillation de ses assises sont à peu près entièrement absorbées par les supports élastiques.

### III.3.3 - Suspension semi rigide

On appellera ainsi les suspensions avec lesquelles l'isolement vibratoire n'est pas réalisé pour une pulsation donnée  $\omega$

à savoir :  $\left( \frac{\omega}{\omega_0} < \sqrt{2} \right)$

D'après ce qui a été dit plus haut, une telle suspension serait sans intérêt puisqu'elle conduit théoriquement, non à une atténuation, mais à une amplification de la vibration. Elle peut cependant donner d'assez bons résultats dans la pratique, compte tenu des cas suivants.

#### • Couplage

Dans la pratique nous n'avons pas qu'un seul mouvement. Pour une suspension simple, plusieurs mouvements sont possibles. En effet, nous avons vu (fig.2) qu'une machine peut avoir 6 degrés de liberté. Une bonne étude de suspension tient compte de la nature des excitations vibratoires reçues par la machine et essaie de faire en sorte qu'elle ne bouge pas dans tous les sens. Cependant, pour des raisons de fixation, les supports ne peuvent pas toujours être mis aux bons endroits ; la machine subissant une excitation dans un sens va donc se mouvoir suivant plusieurs autres, par exemple deux. Ces deux mouvements sont alors dit couplés.

Les fréquences propres selon chaque sens ne sont pas identiques. Le couplage entre les deux mouvements a pour effet d'abaisser la plus basse fréquence propre et d'élever la plus haute. La courbe de réponse au lieu d'avoir un maximum (fig.5) en présente deux. Il est impératif de ne pas tomber sur l'une ou l'autre des résonances. Pour des questions de souplesse trop importante impossible à obtenir, il n'est pas toujours possible de rendre les fréquences propres couplées suffisamment inférieures à la fréquence d'excitation pour être dans la zone d'isolement vibratoire. Par contre, en plaçant les fréquences propres de part et d'autre de la fréquence d'excitation, il est possible d'avoir une légère atténuation des amplitudes.

#### • Harmoniques

Une vibration forcée de pulsation fondamentale  $\omega$  est rarement "pure". Elle comporte souvent des "harmoniques", c'est-à-dire des vibrations annexes de pulsation  $2\omega$ ,  $3\omega$ , ... S'il n'est pas possible de réaliser l'isolement vibratoire pour la pulsation fondamentale  $\omega$ , il sera possible de le faire pour des harmoniques, et ce sera d'autant plus intéressant que souvent les basses fréquences sont inaudibles et correspondent en outre à des accélérations mécaniques plutôt faibles, tandis que les fréquences élevées sont génératrices de bruits qu'un isolement vibratoire approprié permettra d'éliminer.

### III. 3.4 - Liaisons avec l'extérieur

Dans ce qui précède, on a supposé que la machine n'est reliée à l'extérieur que par la seule suspension élastique.

En pratique, il existe d'autres liaisons, telles que :

- Tuyauteries (d'alimentation, d'échappement, de refroidissement...).
- Câbles électriques, commandes à distance...

Il faut s'assurer ou faire en sorte que les liaisons avec l'extérieur soient suffisamment souples eu égard aux mouvements relatifs.

Cette précaution permet :

- D'éviter toute rupture (tuyauterie).
- De ne pas altérer l'isolement vibratoire par introduction d'une rigidité supplémentaire.
- De ne pas transmettre directement à travers ces liaisons, les vibrations que l'on s'est évertué à supprimer par ailleurs.

L'isolement vibratoire atténue la transmission des vibrations et n'empêche pas la machine de bouger, veiller à laisser une garde suffisante dans toutes les directions pour laisser libre les mouvements de la machine.

# IV - DÉTERMINATION D'UNE SUSPENSION ÉLASTIQUE

Afin de déterminer une suspension élastique, il est indispensable de connaître avec précision les caractéristiques essentielles de la machine à suspendre.

Il est de la plus haute utilité de disposer d'un plan (même schématique) indiquant la position du centre de gravité et des points de fixation prévus.

Ce plan permet, en outre, d'évaluer, éventuellement, certains paramètres que les constructeurs ou les utilisateurs ne connaissent souvent pas (moments d'inertie par exemple).

Dans le cas d'une suspension indirecte, il faut obtenir le maximum de renseignements sur les vibrations extérieures susceptibles de perturber la machine.

De toute façon, pour les cas complexes (oscillations suivant plusieurs axes de liberté, excitations multiples...), il est conseillé de consulter les services techniques PAULSTRA.

Dans les cas simples (un seul degré de liberté, ou deux mouvements de liberté et centre de gravité près du plan de pose) on pourra déterminer la suspension, comme indiquée ci-après moyennant un minimum de connaissance de la machine et de la perturbation.

Informations à connaître sur...		...pour déterminer les paramètres fondamentaux de la suspension
...la MACHINE et... Centre de gravité Poids Nombre et position des points de fixation (prévus ou possibles)	→	Charge appliquée sur chaque support
la PERTURBATION... Fréquence perturbatrice (ou vitesse de rotation)	→	Flèche des supports suivant l'atténuation désirée
Direction principale de l'effort perturbateur	→	Elasticité prépondérante du support

## IV.1 - DÉTERMINATION DU CENTRE DE GRAVITÉ

### IV.1.1 - Recherche auprès du constructeur

Dans la plupart des cas, le Constructeur de la machine doit être en mesure de fournir la position exacte du centre de gravité ainsi que son poids. Consultez-le.

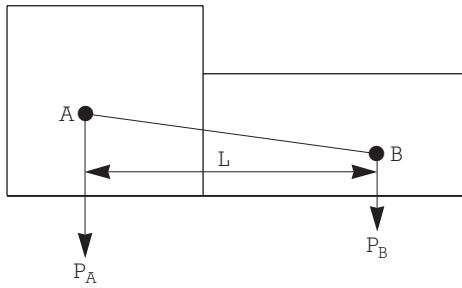
### IV.1.2 - Recherche graphique du centre de gravité d'un ensemble

Cas des groupes composés de différents ensembles dont on connaît pour chacun poids et centre de gravité

#### ● Remarque importante

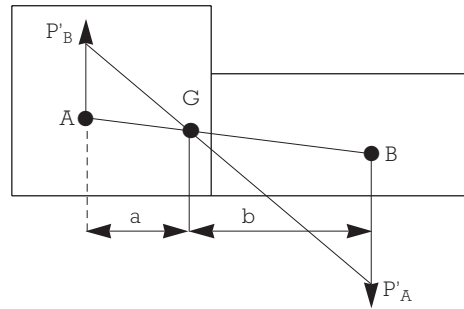
- Dans le cas de la recherche graphique, il importe de représenter les distances suivant une échelle bien déterminée, et les poids par des droites verticales de longueur proportionnelle à la grandeur du poids (exemple : prendre 1 cm pour 10 daN).
- Si les centres de gravité, considérés dans ce paragraphe, ne sont pas dans le même plan vertical, les raisonnements proposés ci-après seront faits suivant deux vues : vue de face et vue de profil, avec des cotes correspondant à chacune des vues.

- Cas d'un ensemble composé de 2 appareils



**Fig. 8**

Soit deux appareils de poids respectifs  $P_A$  et  $P_B$  et de centre de gravité A et B et distants de L.

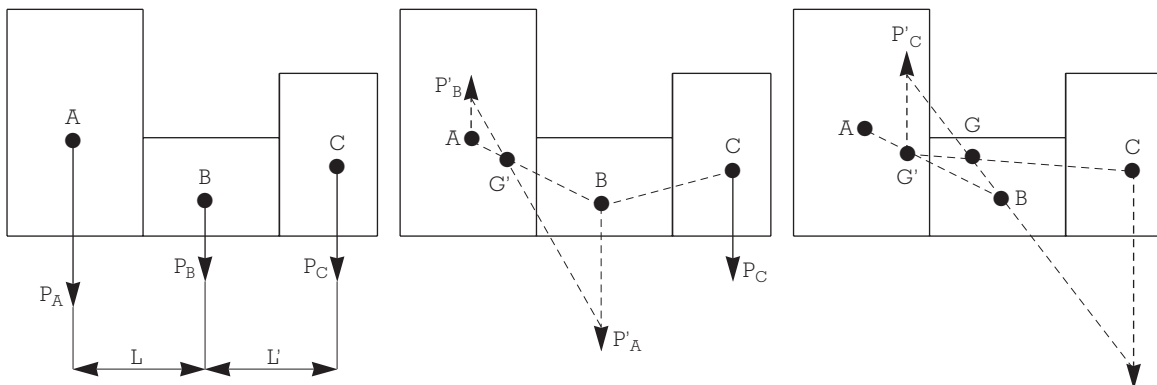


**Fig. 9**

Mener :  $AP'_B = BP_B$  Joindre  $P'_A$  et  $P'_B$   
 $BP'_A = AP_A$   
 Le centre de gravité G se trouve à l'intersection des droites  $P'_A$   $P'_B$  et AB.  
 Mesurer a et b.

- Cas d'un ensemble de 3 (ou plus) appareils

Procéder de proche en proche comme dans le paragraphe précédent sur des groupes de deux sous-systèmes de centre de gravité et poids connus ou calculés.  
 Application à 3 appareils.



### IV.1.3 - Recherche expérimentale du centre de gravité d'un ensemble

Cette recherche s'applique lorsque les deux précédentes s'avèrent impossibles ou délicates (forme géométrique complexe).

- Recherche à l'aide d'un rouleau

Pour un sens donné (longueur, largeur et hauteur), le centre de gravité est placé dans le plan vertical passant par l'axe du rouleau pris au moment du basculement. Le centre de gravité se trouve à l'intersection des 3 plans (longueur, largeur, hauteur) ainsi définis.

- Recherche par "pendaison" de l'ensemble

Suspendre la machine à l'aide d'un câble, le centre de gravité se situe sur le prolongement de la verticale. Pour connaître la position exacte du centre de gravité, répéter deux fois cette opération, en utilisant à chaque fois un point d'attache différent.

## IV.1.4 - Détermination analytique du centre de gravité d'un ensemble de plusieurs masses

On considère un ensemble de plusieurs masses  $m_1, m_2, \dots, m_n$  situées dans l'espace. Les coordonnées du centre de gravité de chacune de ces masses dans un repère orthonormé quelconque sont supposées connues.

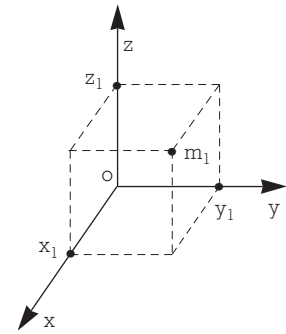
$$m_1 \begin{cases} X_1 \\ Y_1 \\ Z_1 \end{cases} \quad m_2 \begin{cases} X_2 \\ Y_2 \\ Z_2 \end{cases} \quad m_n \begin{cases} X_n \\ Y_n \\ Z_n \end{cases}$$

La masse de l'ensemble  $M = m_1 + m_2 + \dots + m_n$  sera repérée par les coordonnées du centre de gravité de celui-ci :  $x, y, z$

$$x = \frac{m_1 x_1 + m_2 x_2 + \dots + m_n x_n}{M}$$

$$y = \frac{m_1 y_1 + m_2 y_2 + \dots + m_n y_n}{M}$$

$$z = \frac{m_1 z_1 + m_2 z_2 + \dots + m_n z_n}{M}$$



**Remarque importante :** les coordonnées des centres de gravité peuvent être négatives et doivent être considérées avec leur signe.

## IV.2 - DÉTERMINATION DE LA CHARGE PAR SUPPORT

### IV.2.1 - Le nombre et la position des points de fixation ne sont pas imposés

Dans ce cas on déterminera le nombre et la position des points de fixation de telle manière que la charge de chaque support soit la même pour tous les points de fixation.

Exemple : supposons une machine avec un axe de symétrie.

G : centre de gravité

P : poids de la machine

Calculons la position de 6 points de fixation pour que la charge en ces points soit égale à  $P_1$

$$P_1 l'_1 + P_1 l'_2 = P_1 l_1$$

$$\text{d'où } l_1 = l'_1 + l'_2 \text{ et la charge par point} = \frac{\text{Poids}}{6}$$

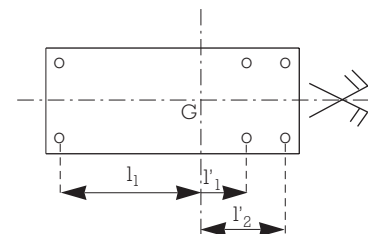


Fig. 13

### IV.2.2 - Le nombre et la position des points de fixation sont imposés

Dans ce cas, les charges en chaque point peuvent ne pas être identiques.

#### • Cas de quatre points de fixation

A, B, C et D sont les points de fixation

G le centre de gravité

P le poids total suspendu

$P_A, P_B, P_C$  et  $P_D$  seront les charges aux points A, B, C et D.

$$P_A = \frac{m_2}{b} \cdot \frac{l_2}{a} \cdot P \quad P_B = \frac{m_1}{b} \cdot \frac{l_2}{a} \cdot P$$

$$P_C = \frac{m_1}{b} \cdot \frac{l_1}{a} \cdot P \quad P_D = \frac{m_2}{b} \cdot \frac{l_1}{a} \cdot P$$

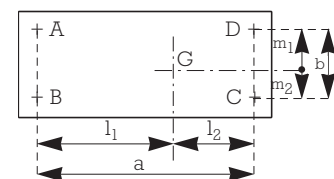


Fig. 14

Si  $P_A, P_B, P_C$  et  $P_D$  sont notablement différents, il faudra théoriquement choisir quatre supports différents donnant la même flèche sous les dites charges.

• **Cas de plus de quatre points de fixation (fig. 15)**

Dans ce cas, il est préférable que la symétrie par rapport à un plan vertical soit respectée. Ceci sera supposé respecté pour ce qui suit.

À gauche de G se trouvent 2 supports identiques.

À droite de G se trouvent 2 supports identiques mais éventuellement différents des 2 supports de gauche.

Le problème consiste à différencier les supports gauches et droits, de manière que la flèche sous charge de  $2n + 2p$  supports soit la même.

Dans ces conditions tous les supports situés à gauche de G supporteront la même charge Q et tous ceux de droite la même charge R.

On aura :

$$Q (l_1 + l_2 + \dots + l_n) = (\lambda_1 + \lambda_2 + \dots + \lambda_p)$$

$$2 n Q + 2 p R = P$$

d'où la charge des supports :

$$Q = \frac{\lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_p}{2 n (\lambda_1 + \lambda_2 + \dots + \lambda_p) + 2 p (l_1 + l_2 + \dots + l_n)} \cdot P$$

$$R = \frac{l_1 + l_2 + l_n}{2 n (\lambda_1 + \lambda_2 + \dots + \lambda_p) + 2 p (l_1 + l_2 + \dots + l_n)} \cdot P$$

Si Q et R ne sont pas trop différents, on pourra choisir des supports de même dimensions mais de dureté différente.

Exemple de calcul (Fig.16)

Soit une machine possédant un axe de symétrie, un centre de gravité G non centré et 6 points de fixation, d'où :

$n = 2$  et  $p = 1$ .

Il vient :

$$Q = \frac{\lambda}{4 \lambda + 2 (l_1 + l_2)} \cdot P$$

$$R = \frac{l_1 + l_2}{4 \lambda + 2 (l_1 + l_2)} \cdot P$$

Si la machine pèse 500 daN

et que  $\lambda = 0,4 \text{ m}$  ;  $l_1 = 0,3 \text{ m}$  ;  $l_2 = 0,9 \text{ m}$ , il vient  $Q = 50 \text{ daN}$  et  $R = 150 \text{ daN}$ .

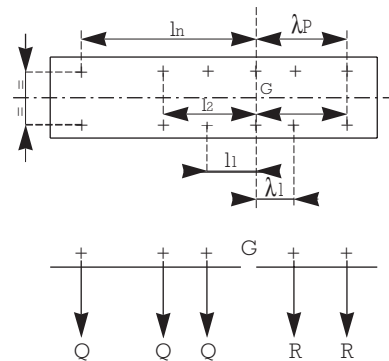


Fig. 15

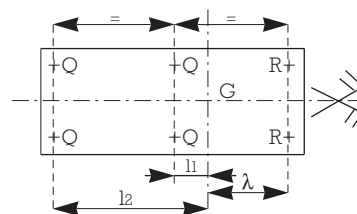


Fig. 16

### IV.2.3 - Remarques importantes

Si les supports de même dimension, mais de dureté différente sont choisis, le risque d'intervention des supports est grand et peut entraîner une dégradation de l'atténuation de la suspension. Le montage se fera donc avec soin.

Il y a cependant intérêt à réaliser des suspensions sur des supports identiques. Si les points de fixation imposés du châssis ne permettent pas directement une suspension centrée, une bonne solution consiste à fixer sur ces points un faux châssis, le plus rigide possible, sur lequel on fixera des supports élastiques identiques en nombre et position voulus. Si ce faux châssis est une dalle en béton (ou dalle d'inertie) la masse à suspendre sera augmentée, ce qui améliorera la qualité de la suspension (cf. Définition et Généralités Théoriques § 1.3.1).

## IV.3 - DÉTERMINATION DE LA FLÈCHE

### IV.3.1 - Flèche et sous-tangente

Si l'on considère la courbe caractéristique charge/flèche d'un support donné, la flèche et la sous tangente sont graphiquement définies comme indiquées. Fig. 17.

Pour une charge statique donnée, la flèche correspond à l'écrasement du support sous cette charge, mais l'élasticité autour de la position sous charge est définie par la sous-tangente qui intervient dans la détermination de la rigidité du support.

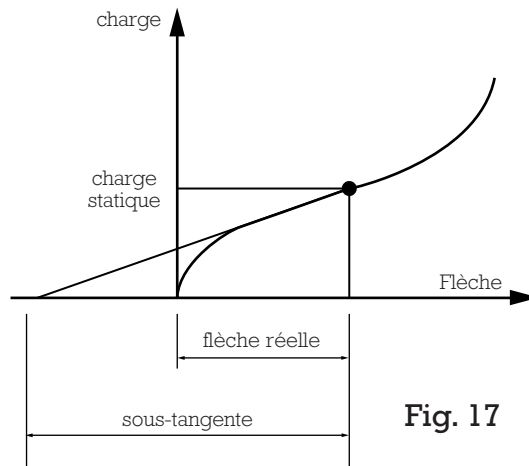


Fig. 17

Pour la plupart des supports PAULSTRA, la caractéristique charge/flèche est presque linéaire dans la zone des charges statiques (fig.18) et de ce fait, la sous-tangente et la flèche sont voisines.

La courbe de la fig. 17 est caractéristique des supports EVIDGOM.

Dans ce cas, il est intéressant de travailler au point d'inflexion de la courbe pour obtenir la sous-tangente la plus grande possible, donc la fréquence propre la plus basse possible.

**La flèche n'indique pas les amplitudes des oscillations de la machine.**

### IV.3.2 - Zones de fonctionnement

La zone OM est la zone des charges statiques. La flèche  $y$  est sensiblement proportionnelle à la charge.

**Dans les fiches techniques, les coordonnées du point M sont données par la CHARGE STATIQUE NOMINALE.**

La zone MP est la zone des charges dynamiques correspondant à des cas courants de chocs répétés sous réserve que la cadence et la flèche totale restent dans les limites normales.

Dans la zone PZ, qui correspond à des chocs exceptionnels et accidentels, la courbe s'infléchit vers le haut ! Il y a raidissement progressif, ce qui a pour effet de réduire l'amplitude du mouvement. Il est à noter que du fait de l'amortissement caoutchoutique cet infléchissement dépend par ailleurs de la vitesse d'impact.

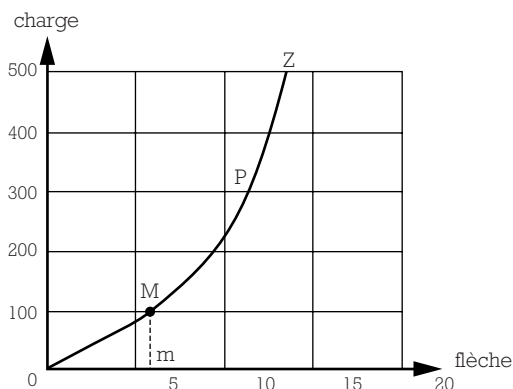


Fig. 18

### IV.3.3 - Atténuation - fréquence d'excitation

A une fréquence d'excitation donnée  $\omega$ , l'atténuation dépend de la fréquence propre de la suspension.

Avec la plupart des machines tournantes, la fréquence d'excitation en cycles par minute peut être prise égale au nombre de tours par minute.

Comme indiqué au § III.2.1.2. sur l'abaque fig 6, dans le cas d'une fréquence d'excitation de direction déterminée, on cherchera à obtenir la plus grande atténuation possible en tenant compte des possibilités charge/flèche des supports.

Le fait de choisir une flèche importante ne doit pas se faire au détriment de la stabilité de la suspension.

Il est conseillé de consulter les Services Techniques PAULSTRA lorsque le point d'utilisation ne se trouve pas dans la zone d'isolement vibratoire.

### IV.3.4 - Rigidité statique - Rigidité dynamique - Fréquence propre

La flèche et la sous-tangente se définissent à partir de la courbe de rigidité statique de la pièce. En revanche, la fréquence propre est associée à la rigidité dynamique. Dans le cas des pièces en élastomère, les rigidités statique et dynamique peuvent différer. Le rapport de rigidité dynamique/statique dépend de l'amplitude, de la fréquence, de la charge et du type d'élastomère. Dans le catalogue, la fréquence propre est donnée à titre indicatif pour la charge nominale. Pour une charge différente, la fréquence propre peut être approchée au moyen de la formule suivante :

$$F_p (\text{Charge réelle}) = F_p (\text{Charge nominale}) \times \sqrt{\frac{\text{charge nominale}}{\text{charge réelle}}}$$

Ceci à condition que la charge réelle ne diffère pas trop de la charge nominale, c'est-à-dire que la charge réelle se trouve dans la partie linéaire de la courbe Effort/déformation (Fig. 17 et 18).

## IV.4 - EXEMPLES DE CHOIX

Les supports PAULSTRA sont classés en fonction de leur caractéristique élastique.

Ainsi après avoir déterminé comme indiqué ci-dessus, le nombre et la flèche des supports, le choix se fera en tenant compte de la direction de la perturbation.

- Supports équifréquents : élasticité sensiblement identique horizontalement et verticalement.
- Supports à élasticité axiale prédominante : élasticité axiale importante - rigidité ou guidage radial.
- Supports à élasticité radiale prédominante : élasticité radiale importante tout en supportant des charges axiales.
- Supports basse fréquence : sous-tangente importante pour avoir une fréquence propre très basse (quelques Hz)

### IV.4.1 - Suspension d'un ventilateur

#### • Caractéristiques de la machine :

- Poids : 3000 daN.
- Vitesse de rotation : 1200 tr/mn.
- Machine montée sur un châssis de 2,50 x 3 m sans points de fixation imposés.
- Centre de gravité connu.

Nombre de points de fixation : après des essais, par approche successive pour équilibrer les moments d'inertie, le nombre de points de fixation est fixé à 12.

Charge par support =  $3000/12 = 250$  daN.

Fréquence propre des supports (voir abaque).

Pour une fréquence d'excitation de 1200 tr/mn, la fréquence propre maximum est de 14 Hz.

Une fréquence propre de 7 Hz permet d'obtenir une atténuation correcte de l'ordre de 85%.

Nous recherchons donc des supports ayant une fréquence propre de 7 Hz sous 250 daN. La machine étant rotative et ne présentant pas d'autres conditions particulières, il sera choisi des supports équifréquents.

Dans le guide de choix, nous trouvons un support PAULSTRADYN.

La fiche technique supports PAULSTRADYN nous indique que sous 250 daN le support PAULSTRADYN Ø 100 G3 possède les caractéristiques demandées.

#### • Caractéristiques de la suspension :

- 12 supports PAULSTRADYN référence 533712.

- Rapport  $\frac{\text{charge réelle}}{\text{charge nominale}} = \frac{250}{260} = 0,96$

- Atténuation : 85%  $\cong$  \*

- Hauteur sous charge : 32,5 mm  $\cong$  \*

\*valeurs obtenues sur les abaques de la fiche technique Paulstradyn.

## IV.4.2 - Suspension d'un groupe moteur-thermique et asservissement fixé sur une pelleteuse hydraulique

### • Caractéristique du groupe :

- Poids : 1200 daN.
- Vitesse de rotation : 1500 tr/mn.
- Centre de gravité connu.
- Nombre de points de fixation : 6.

Charge par support :  $1200/6 = 200$  daN.

Flèche des supports (voir abaque).

Pour une fréquence de 1500 tr/mn, une flèche de **3 mm** permet de prévoir une atténuation d'environ 85%.

Les excitations sont à prédominance verticale et l'ensemble à besoin d'être maintenu latéralement lors des secousses provoquées par le travail de l'engin. On choisira des supports à élasticité axiale prédominante.

Dans le guide de choix des supports PAULSTRA, nous trouvons un support STABIFLEX donnant 5 mm de flèche pour 210 daN de charge. La fiche technique supports STABIFLEX nous indique qu'il s'agit d'un support STABIFLEX 530622 dureté 45 - à base carrée.

### • Caractéristiques de la suspension (sous 1200 daN à 1500 tr/mn)

6 supports STABIFLEX - référence 530622  $\Delta$  45.

- Flèche : 4,7 mm.
- Atténuation théorique : 85% soit 16 dB.

## IV.4.3 - Suspension d'un crible

### • Caractéristiques de la partie vibrante :

- Poids : 400 daN.
- Fréquence de vibration (horizontale) : 1200 cycles/mn ou 20 Hz.
- Centre de gravité connu.
- Nombre de points de fixation : 6.

Charge par support :  $400/6 = 66$  daN.

Flèche des supports (voir abaque).

Pour une fréquence de 20 Hz, une flèche de 6 mm permet de prévoir une atténuation d'environ 70 %.

On va chercher :

- 1) des supports qui tiennent la charge verticale ;
- 2) des supports dont l'élasticité radiale est très supérieure à l'élasticité axiale (support à élasticité radiale prédominante) ;
- 3) réaliser l'isolement vibratoire dans le sens vertical (axial) ce qui, compte tenu du (2), assurera l'isolement vibratoire horizontalement.

Dans le guide des supports PAULSTRA, nous trouvons un plot cylindrique RADIAFLEX donnant une flèche de 8 mm pour une charge de 70 daN.

La fiche technique Plot RADIAFLEX nous indique qu'il s'agit d'un plot  $\varnothing$  30 hauteur 30 mm que nous choisirons avec 2 vis de fixation (réf. 521312).

Nous vérifions également que l'élasticité radiale (cisaillement) soit bien supérieure à l'élasticité axiale (compression).

### • Caractéristiques de la suspension

- 6 plots cylindriques RADIAFLEX 2 vis - référence 521312 (atténuation vibratoire théorique : 80% soit 14 dB).

## IV.4.4 - Suspension d'un groupe moto-compresseur

### • Caractéristiques du groupe :

- Poids : 6000 daN.
- Vitesse de rotation : 400 tr/mn.
- Centre de gravité connu.
- Nombre de points de fixation : 8.
- Charge par support :  $6000/8 = 750$  daN.

### • Flèche des supports :

Pour une fréquence de 400 tr/mn, la flèche minimum pour être dans la zone d'isolement vibratoire est de 12 mm. Dans le guide de choix des supports STANDARD PAULSTRA nous choisirons des supports basse fréquence qui permettent d'obtenir des flèches suffisamment importantes (26 mm).

La fiche technique des supports EVIDGOM nous indique qu'il s'agit d'un support EVIDGOM Ø 125, hauteur 140 mm 810784 qui donne 26 mm de flèche sous 800 daN.

### • Caractéristiques de suspension :

- 8 supports EVIDGOM 810784 Ø 125 - hauteur 140.
- Flèche 26 mm.
- Atténuation 37% soit 4 dB.

Remarque : les supports basse fréquence étant hauts, pour certaines applications (efforts latéraux perturbateurs) il peut être nécessaire de prévoir des butées latérales.

## IV.4.5 - Suspension d'un matériel accroché au plafond (faux plafond, groupe de ventilation, tuyauterie...)

**- Pour de faibles charges 15 à 135 kg par pièce prévoir le montage en direct de nos supports TRAXIFLEX.**

Exemple d'application :

Faux plafond - charge par point 50 kg - Fréquence excitatrice 25 Hz - Choix du support : 535 611 en dureté shore 45 - Déflexion sous charge 4 mm - Atténuation vibratoire théorique 77% soit 13 dB.

**- Pour de fortes charges il peut être utilisé des supports de type PAULSTRADYN, STABIFLEX ou EVIDGOM mis en place avec un montage sécuritif.**

Exemple d'application :

1. Suspension d'un groupe de ventilation - Poids 1000 daN - Fréquence 25 Hz - Montage de 4 supports PAULSTRADYN Ø 200 référence 533718.  
Fréquence propre  $\approx 7$  Hz.  
Atténuation théorique : 90% soit 20 dB.
2. Suspension d'une machine spéciale de 5 Tonnes nécessitant un bon positionnement radial - Fréquence 20 HZ - Montage de 4 supports STABIFLEX 530652 en dureté shore 60 - Déflexion sous charge 8 mm - Atténuation vibratoire théorique 84% soit 16 dB.
3. Suspension d'une citerne de 20 Tonnes se dilatant en longueur.  
Fréquence excitatrice de 15 Hz - Montage de 4 supports EVIDGOM 810733 en dureté shore 60 - Déflexion sous charge de 50 mm - Atténuation vibratoire théorique 95 % soit 26 dB.

Exemples de suspensions :

