

## 1. 防振計画

防振計画で最も大切なのは、何をどのような振動から守るのかを明らかにすることである。新規設計の場合には解析により対策を立てるが、すでに発生してしまった振動問題に対しては現物を見、できれば、振動を計測して具体的な対策を立案したい。

振動は、起振源そのものが揺れ動く場合と、起振源から振動伝播経路を伝わり、被振動体を揺らし、障害をもたらすものがある。防振対策で最も効果が高いのは起振源での対策である。起振源を弾性支持することによる成功例は多い。次に有効なのは被振動体の防振である。

## 2. 固有振動数

防振対策で重要なのは、固有振動数の制御である。固有振動数については、本会報(ばねづくりの勘どころ：第21回 ばねマス系振動試験法と振動特性)に詳しく説明されている。

防振対策の第一歩は、弾性支持された機械装置を、6自由度としてモデル化し、主な次数の固有振動数を計算することである。加振振動数が固有振動数より大きくなるように設定する振動絶縁が一般的だが、単に共振しなければ良いのであれば、高い固有振動数にすること(剛構造化)も有効である。図1に6自由度モデルを示す。

実際の防振対策では、加振側の情報、つまり、加速度あるいは振幅の周波数分布を知り、計算された主な次数の固有振動数と比較することが不可欠である。図2に加振情報の例を示す。

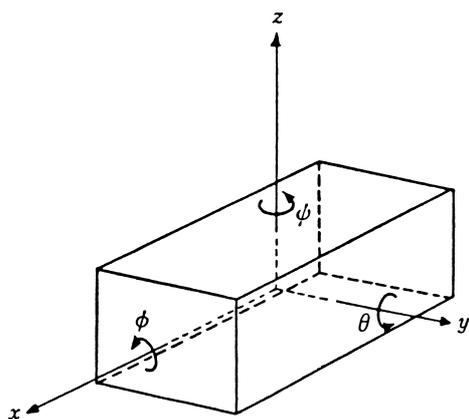


図1 6自由度モデル

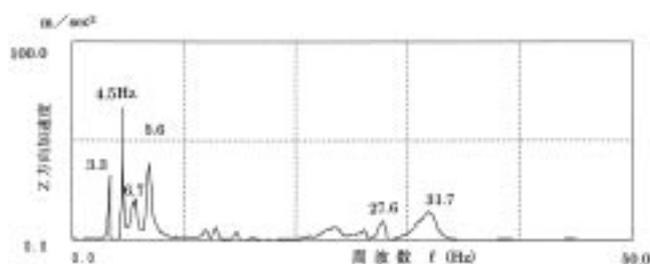


図2 振動加速度の周波数分布

## 3. ばねを使った弾性支持構造

一般には防振ゴムを使った弾性支持構造が簡便である。しかし、正確な防振設計をするには金属ばねが使いやすい。弾性支持すべき機械装置と基礎との間にばねを挿入し、加振振動数( $f$ )とこのばねと機械装置とでなる系の固有振動数( $f_0$ )との比( $f/f_0$ )を $\sqrt{2}$ より大きくなるように設計すれば振動絶縁効果が期待できる。各減衰係数比( $C/C_0$ )における力の伝達率を図3に、振幅倍率を図4に、相対振幅の伝達率を図5に示す。なお、減衰および減衰係数比は防振にとって非常に重要なファクターであるが、ここでは説明を省略する。また、表1に各防振材の設計固有振動数範囲を示す。

機械装置は複数の機械や装置から構成されていることが多い。この場合、これらの機械装置を一括して載せる共通台盤を作ると防振設計が容易になる。この共通台盤の剛性、重量を大きくできれば高い振動絶縁効果が期待できる。

## 4. 弾性支持構造の問題点

機械装置類を弾性支持することにより、種々の問題が派生する。最も大きな問題は、動的安定性と回転機械の共振点通過である。

機械装置の下部にばねを挿入して弾性支持構造にすると、支持面に対して装置の重心が高くなり、揺動(ローリング)が起こりやすくなる。この場合、支持ばねの配列幅を広くする、支持点を機械装置の上部に配置する、上部に揺動防止ダンパー(ローリングステー)を設置する等の工夫が必要である。回転機械を弾性支持した場合には、機械の運転開始時、また、停止時に回転機械の加振振動数が系の固有振動数と一致する、いわゆる共振点通過と言う問題が生ずる。この場合には、極短時間で共振点を通過させるとか、ダンパーを併用して大きな共振に到らないようにする等の対策が必要である。その他、重心と弾性中心のずれから生ずるバウンス、複数方向の振動が同時におこる連成振動など、実機では厄介な問題が多い。

ここでは、具体的な防振設計、ばねの選定については触れないが、防振対策には経験的な面が多く、実機対策で培った技術が蓄積されることが望ましい。

表1 防振材の設計固有振動数範囲

空気ばね	1~ 3Hz
密封式空気ばね	1~10Hz
金属コイルスプリング	1~ 6Hz
重ね板ばね	2~ 5Hz
皿ばね	2~ 5Hz
せん断型防振ゴム	4Hz~
圧縮型防振ゴム	6Hz~

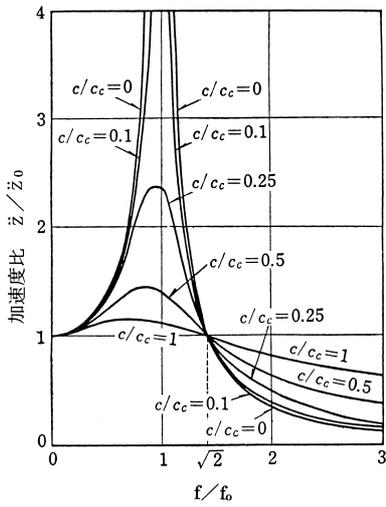


図3 力の伝達率

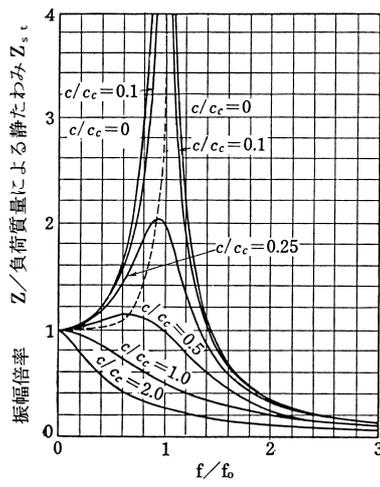


図4 振幅の倍率

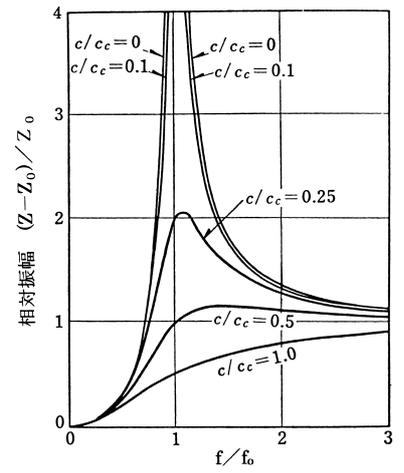


図5 相対振幅の伝達率