振動の減衰をあらわす係数

株式会社 小野測器

振動の減衰をあらわす係数

1　はじめに

機械が稼働していれば振動は避けられない現象ですが、振動は不快なだけでなく故障の原因ともなり、甚だしい場合には機械の破壊に至ることもあります。振動が起きてから対策を施していたのでは手間と費用がかかるため、機械を設計する際には振動について予め十分な検討を行い、振動を起こさないあるいは減らすための対策を施すこと重要となってきます。またビルや橋梁などの建造物においては振動対策が必須です。

機械や構造物の振動対策としては、大きく次の４種類の方法が考えられます。

① 振動のモトを絶つ。
② 振動し難い構造とする。
③ 減衰を与える。
④ 振動を打ち消す。

本稿では、このうちの「減衰」に着目し、減衰の特性をあらわす係数である減衰比や減衰率、Q 値といった係数についてその求め方と、振動という現象においてその係数が持つ効果について解説します。

2　減衰特性をあらわす係数

減衰振動や制振材料などの減衰特性を表す係数には、減衰比（ダンピングファクタ）、対数減衰率、損失係数、Q 値などがあります。それぞれの係数の定義や物理的な意味は後から説明することにして、ここではまず、これらの係数の求め方を説明します。

2-1　対数減衰率 δ

一般に減衰自由振動波形の振幅は図 1 のように指数関数的に減衰します。そこで隣り合う振幅の比の対数をとってみると常に一定の値となります。この隣り合う振幅の比の自然対数を対数減衰率と言い、減衰特性をあらわす解りやすい係数として広く使われています。物理上の特性値である減衰比や損失係数は対数減衰率から計算できます。

時刻 t_n における n 番目の振幅を a_n、同様に $n+1$、・・・、$n+m$ 番目の振幅を a_{n+1}、・・・、a_{n+m} とすると、対数減衰率 δ は次式で定義されます。

$$\delta = \ell n \frac{a_n}{a_{n+1}} = \ell n \frac{a_{n+1}}{a_{n+2}} = \cdots\cdots = \ell n \frac{a_{n+m-1}}{a_{n+m}} \qquad (1)$$

1 周期だけでは精度が不十分な場合には、m 周期とって計算します。

$$\ell n \frac{a_n}{a_{n+1}} \times \frac{a_{n+1}}{a_{n+2}} \times \cdots \times \frac{a_{n+m-1}}{a_{n+m}} = \ell n \frac{a_n}{a_{n+m}} = m\,\delta \qquad (2)$$

よって

$$\delta = \frac{1}{m} \cdot \ell n \frac{a_n}{a_{n+m}} \qquad (3)$$

δ より減衰比（ダンピングファクタ）ζ 及び損失係数 η を求めることができます。

$$\zeta = \frac{\delta}{2\pi} \qquad (4)$$

$$\eta = 2\zeta = \frac{\delta}{\pi} \qquad (5)$$

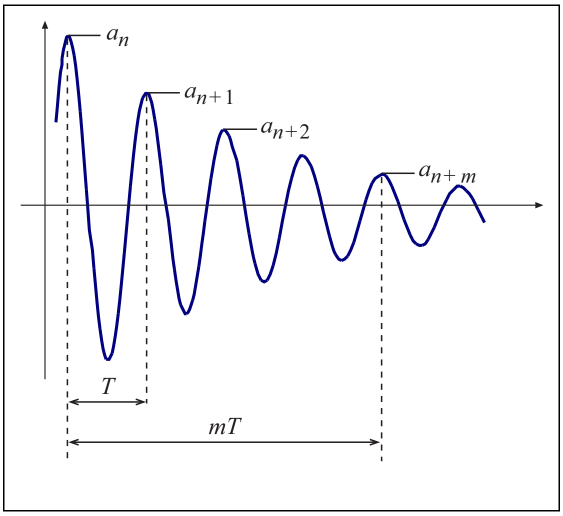


図 1　対数減衰率

2-2　ヒルベルト変換による対数減衰率と減衰比の算出

FFT アナライザのヒルベルト変換機能を使うと対数減衰率 δ と減衰比 ζ を求めることができます。

図 1 の減衰波形を時間軸波形として FFT アナライザに取り込み、ヒルベルト変換を行って振幅の包絡線に変換し、Y 軸を dB 表示にすると図 2 のような右下がりの直線が得られます。Δ カーソルを使って、この直線部分の 2 点間の ΔX と ΔY を求めると、次式により対数減衰率 δ と減衰比 ζ が計算できます。

振動周波数を f_d とすると、

$$f_d = \frac{1}{T}$$

$\Delta X = p \cdot T$　（ p：比例係数）とすると、

$$p = \frac{\Delta X}{T} = \Delta X \cdot f_d$$

$$\delta = \frac{1}{p} \cdot \left|\Delta Y_{(\mathrm{dB})}\right| \cdot \frac{\ell n 10}{20} = \frac{1}{\Delta X \cdot f_d} \cdot \left|\Delta Y_{(\mathrm{dB})}\right| \cdot \frac{\ell n 10}{20}$$
$$= \frac{\ell n 10}{20} \cdot \left|\frac{\Delta Y_{(\mathrm{dB})}}{\Delta X}\right| \cdot \frac{1}{f_d} = 0.1151 \cdot \left|\frac{\Delta Y_{(\mathrm{dB})}}{\Delta X}\right| \cdot \frac{1}{f_d} \qquad (6)$$

$$\zeta = \frac{\delta}{2\pi} = 0.01832 \cdot \left|\frac{\Delta Y_{(\mathrm{dB})}}{\Delta X}\right| \cdot \frac{1}{f_d} \qquad (7)$$

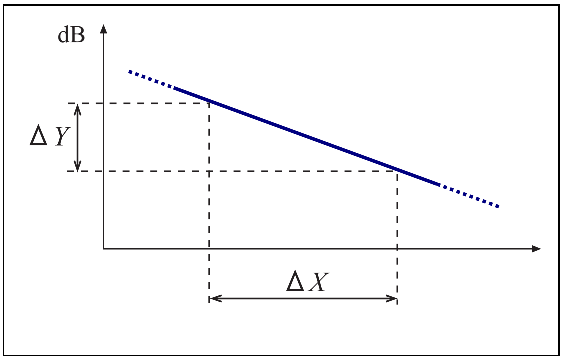


図 2　ヒルベルト変換による算出

(f_d は周波数スペクトルから求めます。また FFT アナライザによっては ζ を自動的に計算できます。)

2-3　半値幅法による減衰比の算出

後述するように、減衰比 ζ が小さい場合には振動系は共振特性を示しますが、その共振周波数付近の周波数／振幅特性から減衰比または損失係数、Q 値を算出することができます。

図 3 のような周波数／振幅特性において、振幅のピーク周波数 f_0 と、ピーク値より 3 dB 下がった点の周波数幅 Δf から、次式により Q 値、損失係数 η および減衰比 ζ を求めることができます。

$$Q = \frac{f_0}{\Delta f} \tag{8}$$

$$\eta = \frac{\Delta f}{f_0} \tag{9}$$

$$\zeta = \frac{\Delta f}{2 f_0} \tag{10}$$

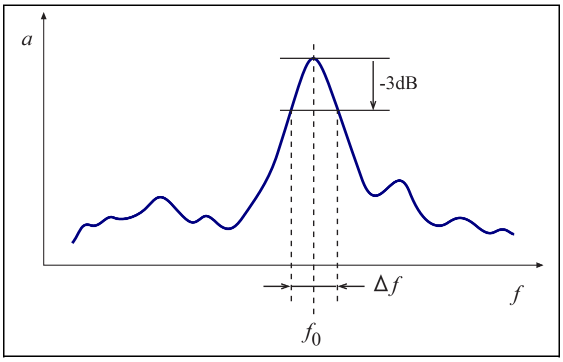


図 3　半値幅法

振幅で−3 dB すなわち $1/\sqrt{2}$ は、エネルギーでは 1/2 になるので、この算出方法を半値幅法といいます。

【注意】

半値幅法によって減衰比を求められるのは ζ の値が小さい（せいぜい 0.1 以下）場合に限られます。言い換えると、周波数／振幅特性が図 3 のようなはっきりした単峰特性を示す場合には半値幅法で減衰比や減衰係数をもとめることができます。（式（10）の導出は［補足］を参照）

減衰比、対数減衰率は機械や構造物の振動特性の評価指数や設計パラメータとして使われており、損失係数は制振材などの評価指数としてよく使われています。また Q 値は電気系や機械共振の特性を評価する場合に用いられます。

なお、損失係数の大きな材料の減衰係数を求める場合には、1 秒間の減衰量から求める減衰率法やインピーダンス法などが用いられます。制振材料の性能測定については下記に詳しく解説されています。

■ **小野測器技術レポート「制振材料とその性能について」**
http://www.onosokki.co.jp/HP-WK/c_support/newreport/damp/damp_index.htm

3　減衰の効果

ここまでは振幅が指数関数的に減衰していく状態を前提に減衰比や損失係数の求め方について説明しましたが、ここからは減衰比が実際の振動で物理的にどのような意味を持つかについて簡単に解説します。損失係数や Q 値については減衰比から容易に換算できるので、ここでは減衰比に絞って話を進めています。

3-1　自由振動における減衰の効果

自由振動とは「外力が加わらない状態」での振動です。そのままではいつまでも静止したままですが、初期条件として初期変位や初期速度を与えると振動を始めます。例として図 4 に示すバネマスモデルを考えると、最初に質量 m を引っ張ってバネ k にある変位（初期変位）を与えておいて急に離すと振動を始めますが、これが自由振動です。減衰力 c がない場合には自由振動は永久に続き、このときの振動周波数 ω_0 は次式で表されます。

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}} \qquad (11)$$

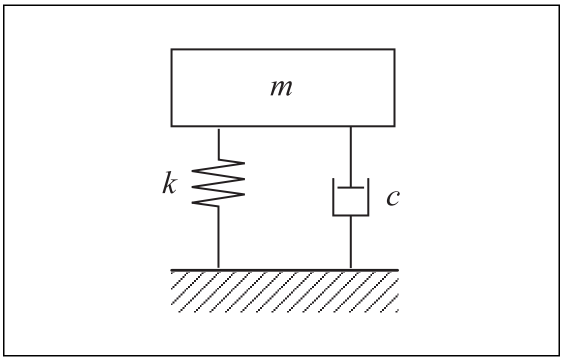


図 4　自由振動モデル

ω_0 を固有振動数といいます。
経験的に知られているように、実際にはこの自由振動は永久には持続せず、減衰力 c が働いて図 1 に例示したように振幅は徐々に小さくなり、やがて静止状態になります。このとき、c の値が次式の c_c より大きいか小さいかによって挙動が異なります。

$$c_c = 2\sqrt{m\,k} \qquad (12)$$

c_c を限界減衰率と言い、c_c と c の比が本稿の主題である ζ（減衰比）です。

$$\zeta = \frac{c}{c_c} \qquad (13)$$

上述のように自由振動の振幅は ζ の値によって大きく変化します。図 5 にその例を示します。

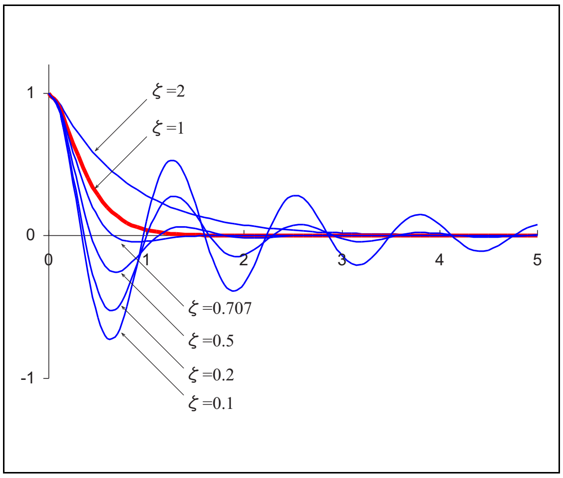


図 5　自由振動の応答

$\zeta < 1$ の場合の減衰自由振動の振幅は次式で表されます。

$$x = e^{-\zeta\omega_0 t}\left(x_0 \cos\omega_d t + \frac{\zeta\omega_0 x_0 + v_0}{\omega_d}\sin\omega_d t\right) \qquad (14)$$

ここで、
　x_0 ：初期変位
　v_0 ：初期速度

また、ω_d は減衰系の固有振動数と呼ばれ、次式で表されます。

$$\omega_d = \sqrt{1-\zeta^2}\,\omega_0 \qquad (15)$$

ω_d は ω_0 に比べていくらか小さくなりますが、現実の振動系では ζ の値は小さいので ω_d は ω_0 に近い値となります。式（14）でわかるように、減衰振動系の挙動は初期条件と減衰比 ζ で決まります。図 5 は初期速度 0 で初期変位を 1 とした場合の減衰比 ζ の違いによる応答の様子を示したものですが、減衰比 ζ によって挙動が大きく異なることがわかります。

なお、$\zeta \geqq 1$ の場合には式（14）では計算できず、別の式によります。ここではその計算式は省略しますが、比較のために図 5 には応答を示しています。ちなみに $\zeta = 1$ の状態を臨界減衰と言い、$\zeta > 1$ を過減衰、$1 > \zeta > 0$ を減衰不足と言います。過減衰および臨界減衰では振動することなく減衰運動となります。図 5 では解りやすいように $\zeta = 1$（臨界減衰）を強調していますが、これは振動するか否かの境界を示すだけのことであり、ことさら臨界減衰が重要という意味ではありません。

また $\zeta = 0.707$（$= 1/\sqrt{2}$）の場合の応答も示してありますが、これは次の定常振動において重要な値です。また、多少オーバーシュート（アンダーシュート）はあるものの、整定時間（応答が目標値の 5% 以内に収束する時間）が最短となる場合の値として制御系など応答時間を重視する場合によく使われる値でもあります。

3-2　定常振動における減衰の効果

次に、自由振動系に外部から継続した力が加えられた場合を考えます。

外力が作用する場合の振動を強制振動と言いますが、外力が正弦波であって、外力が加えられてから十分な時間が経過した状態（定常状態）における振動を定常振動といいます。これに対し、外力が加えられてから定常状態に至るまでの経過を過渡状態と言いますが、これについては次項で説明します。

図 6 に示すように 1 自由度振動系に $F\cos\omega t$ という加振力が加えられたモデルを考えます。

まず記号と式を再確認しておきます。

x　：変位
m　：質量
k　：バネ定数
c　：減衰係数
c_c　：臨界減衰係数
ω_0：固有振動数
ζ　：減衰比

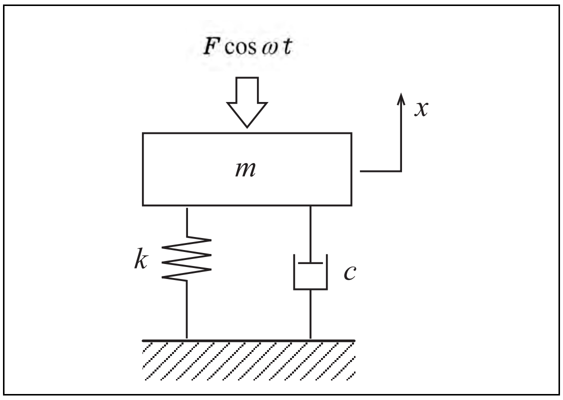


図 6　強制加振振動モデル

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}} \qquad (11)$$

$$c_c = 2\sqrt{m\,k} \qquad (12)$$

$$\zeta = \frac{c}{c_c} \qquad (13)$$

加振力は周波数 ω の繰り返し力ですから、それによって駆動される定常振動も同じ周波数の振動になります。ただし振幅と位相は異なるものとなり、ここではその振幅と位相を求めます。

図 6 の系の運動方程式は次式で表され、この方程式を解くことで、定常振動の振幅と位相を求めることができます。

$$m\,\ddot{x}(t) + c\,\dot{x}(t) + k\,x(t) = F\cos\omega t \qquad (16)$$

定常振動の式を；

$$x = x_a \cos(\omega t - \phi) \qquad (17)$$

とすると、振幅 x_a と位相 ϕ は次式で表されます。

$$\begin{aligned} x_a &= \frac{1}{\sqrt{\left(k - m\omega^2\right)^2 + (c\,\omega)^2}} F \\ &= \frac{1}{\sqrt{\left\{1-(\omega/\omega_0)^2\right\}^2 + \left\{2\zeta(\omega/\omega_0)\right\}^2}} \frac{F}{k} \end{aligned} \qquad (18)$$

$$\begin{aligned} \phi &= \tan^{-1}\frac{c\,\omega}{k - m\,\omega^2} \\ &= \tan^{-1}\frac{2\zeta\,\omega/\omega_0}{1-(\omega/\omega_0)^2} \end{aligned} \qquad (19)$$

式（18）において、F/k は静的力 F を加えたときの静的変位量ですので、これを x_s とすると、式（18）は；

$$x_a = \frac{1}{\sqrt{\left\{1-(\omega/\omega_0)^2\right\}^2 + \left\{2\zeta(\omega/\omega_0)\right\}^2}}\, x_s \qquad (20)$$

と表すことができます。つまり、定常振動の振幅は静的変位量 x_s と固有周波数 ω_0 および減衰比 ζ の周波数応答関数として表されることを示しています。

さらに式（20）を変形した；

$$\frac{x_a}{x_s} = \frac{1}{\sqrt{\left\{1-(\omega/\omega_0)^2\right\}^2 + \left\{2\zeta(\omega/\omega_0)\right\}^2}} \tag{21}$$

は振幅倍率と呼ばれます。横軸に ω/ω_0、縦軸に振幅倍率をとり、対数で図示したのが図 7 です。これは、定常振動は ω_0 付近で共振することを示しており、また振幅倍率は減衰比 ζ によって大きく変化することがわかります。

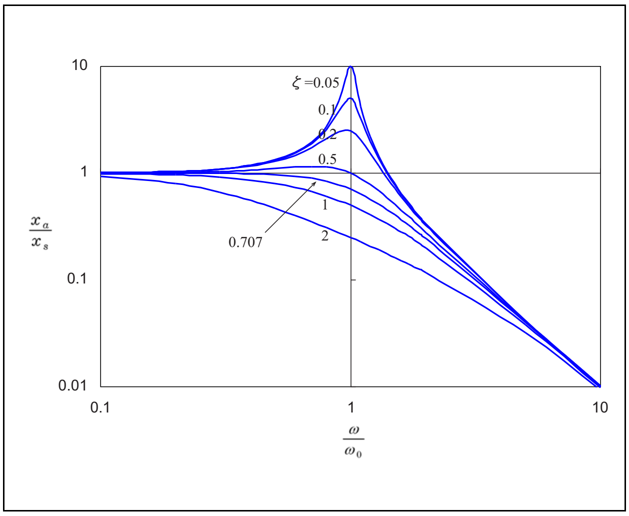


図 7　振幅倍率

振幅倍率の特徴をまとめると：

① $\zeta < 1/\sqrt{2}$ のとき、$\omega_r = \sqrt{1-2\zeta^2}\,\omega_0$ を共振周波数とする共振点を 1 つ持つ。共振周波数 ω_r は ζ が大きいほど低くなるが、低減衰系すなわち ζ が小さいとき（概ね ζ ＜ 0.05）には $\omega_r \fallingdotseq \omega_0$、つまり固有振動数で共振する。$\zeta \geq 1/\sqrt{2}$ では共振しない。

② 振幅倍率は共振周波数で最大となる。

$$\left|\frac{x_a}{x_s}\right|_{\max} = \frac{1}{2\zeta\sqrt{1-\zeta^2}} \tag{22}$$

ζ が小さい場合には；

$$\left|\frac{x_a}{x_s}\right|_{\max} \approx \frac{1}{2\zeta} = \boldsymbol{Q} \tag{23}$$

となり、Q 値に等しくなる。ζ が小さい場合、すなわち共振が鋭い場合には Q 値で扱われることが多い。

③ 共振点より低い周波数では振幅倍率は 1 に漸近する。

④ 共振点より高い周波数では振幅倍率は $1/(\omega/\omega_0)^2$、すなわち－40 dB/decade の傾斜に漸近する。

式（19）は加振力と定常振動の位相差を表しています。これをグラフ化すると図 8 になります。

これからわかることは；

① 加振力の周波数が ω_0 より低い周波数領域では定常振動の位相遅れは 0 deg に漸近、つまり加振力から少し遅れた位相で振動する。

② ω_0 より高い周波数領域では 180 deg に漸近、つまり加振力と逆位相に近い位相で振動する。

③ $\omega = \omega_0$ では 90 deg、すなわち 1/4 周期遅れて振動する。

④ ζ が小さいと ω_0 付近で位相は急変し、ζ が大きくなるにつれて変化はなだらかになる。

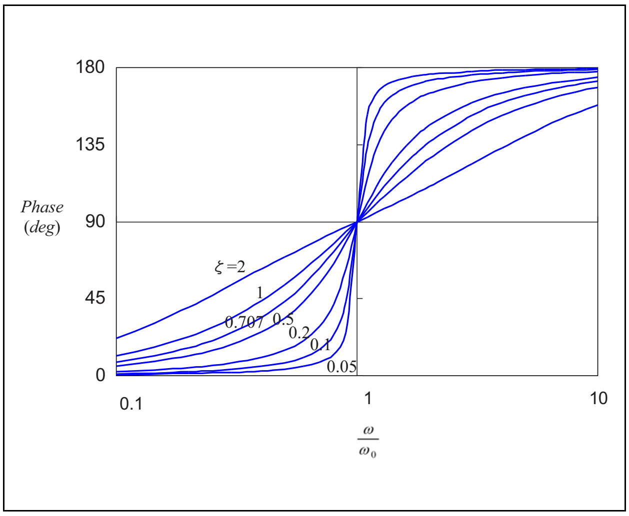


図 8　定常振動の位相遅れ

3-3　過渡振動における減衰の効果

前項の定常振動では外力が加えられてから十分な時間が経過した状態を考えましたが、次は外力が加えられた時から定常状態に至るまでの状態、つまり過渡状態について考えてみます。

図 6 の振動系で考えると、その運動方程式は式（24）となりますが、ここではわかりやすいように外力を $F\sin\omega t$ として、初期条件は完全静止、つまり初期変位と初期速度はゼロとして考えます。

$$m\ddot{x}(t)+c\dot{x}(t)+kx(t)=F\sin\omega t \qquad (24)$$

$$x(0)=0$$

$$\dot{x}(0)=0$$

この系は線形ですので重ね合わせの理が成り立ち、解はこれまで見てきた外力による振動成分と自由振動成分の和の形で得られます。

$$x(t)=x_a e^{-\zeta\omega_0 t}\left(\sin\phi\cos\omega_d t+\frac{\zeta\omega_0\sin\phi-\omega\cos\phi}{\omega_d}\sin\omega_d t\right) + x_a\sin(\omega t-\phi) \qquad (25)$$

ここで；

$$x_a=\frac{x_s}{\sqrt{\left\{1-(\omega/\omega_0)^2\right\}^2+\left\{2\zeta(\omega/\omega_0)\right\}^2}} \qquad (26)$$

$$\phi=\tan^{-1}\frac{2\zeta\,\omega/\omega_0}{1-(\omega/\omega_0)^2} \qquad (27)$$

式（25）の第 1 項は自由振動成分で、時間の経過とともに減衰し、ついには第 2 項の定常振動成分だけになります。この様子をグラフに表したのが図 9 の 1 から 4 です。ここでは $\zeta = 0.01$ として、ω/ω_0 を 0.1、0.9、1.0、2.0 と変えた時の過渡応答の変化を示しています。

① ω/ω_0 が小さい時には定常振動に自由振動が重畳しているだけで、自由振動は時間の経過とともに減衰して定常振動に移行する。
② ω/ω_0 が 1 に近づく、すなわち加振周波数が固有振動周波数に近づくと振幅が増大するとともに、唸りを生じることがわかる。
③ $\omega/\omega_0 = 1$ すなわち加振周波数が固有振動周波数に一致すると、振幅は時間にほぼ比例して増大し、非常に大きな振幅に至る、すなわち共振状態となる。
④ $\omega/\omega_0 > 1$ では振幅は小さくなってくるが、複雑な波形を呈する。

ここでは過渡状態を解りやすく示すために $\zeta = 0.01$ と小さな値としましたが､ζ が大きいと自由振動は早く収束するとともに、定常振動の振幅も小さくなります。その振幅は図 7 に示すとおりです。逆に ζ が小さいと過渡状態はなかなか収まらず、不安定な状態が長く続くことになります。また定常振動の振幅も大きくなり、特に $\omega/\omega_0 = 1$ 付近の周波数では、始めは小さな振動であっても時間とともに徐々に振幅が増大して非常に大きな振動に成長することになります。（図 9-1 ～ 4 は縦軸のスケールが異なることに注意）

図 9-1

$\zeta = 0.01$
$\omega/\omega_0 = 0.1$

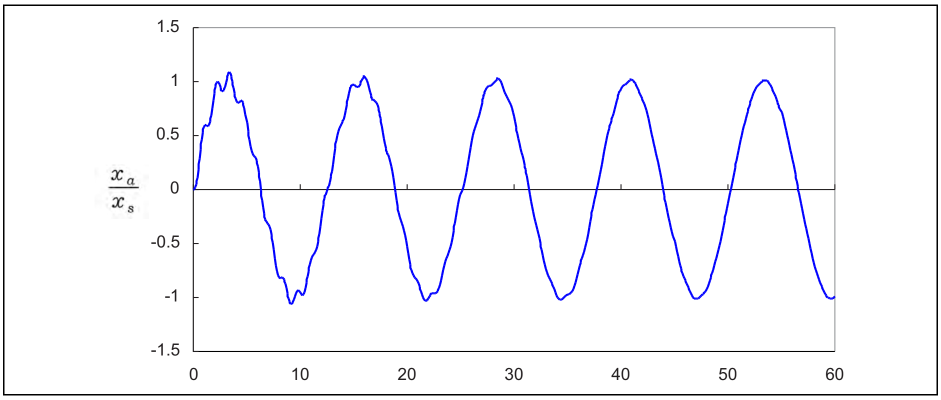


図 9-2

$\zeta = 0.01$
$\omega/\omega_0 = 0.9$

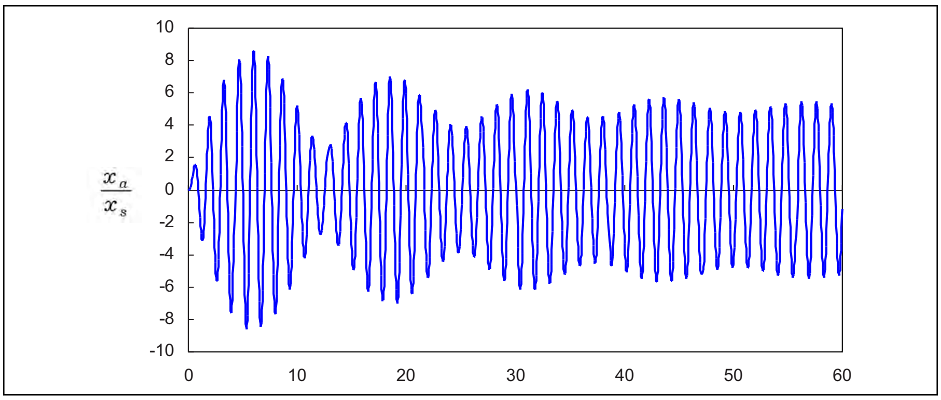


図 9-3

$\zeta = 0.01$

$\omega/\omega_0 = 1$

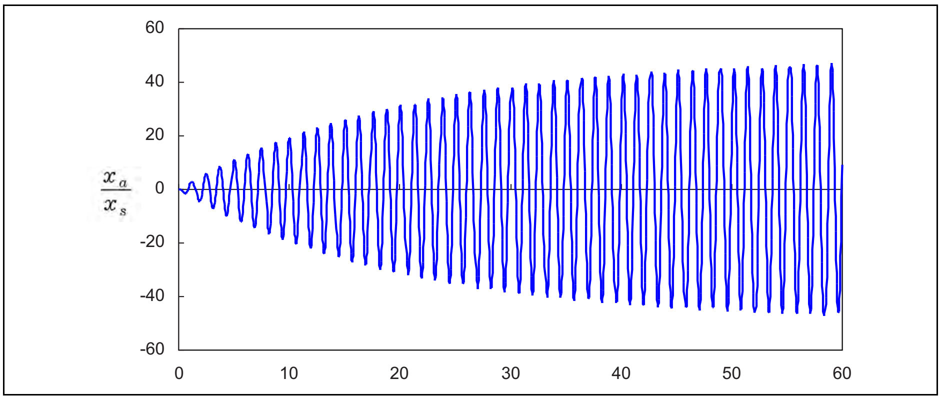
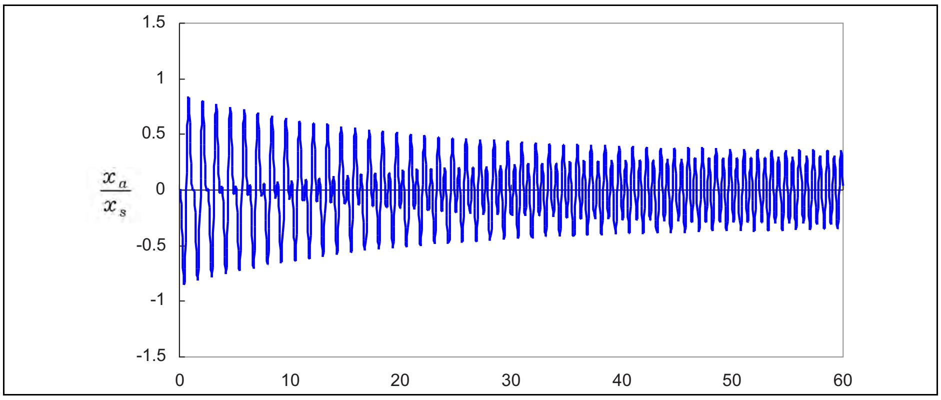


図 9-4

$\zeta = 0.01$

$\omega/\omega_0 = 2$



4　関係式のまとめ

減衰を表す係数の相互関係をまとめて下記に示します。

$$\zeta = \frac{c}{c_c} = \frac{\delta}{2\pi} = \frac{\eta}{2} = \frac{1}{2Q}$$

$$\eta = 2\zeta = \frac{\delta}{\pi} = \frac{1}{Q}$$

$$\delta = \ell n \frac{a_n}{a_{n+1}} = \frac{1}{m} \cdot \ell n \frac{a_n}{a_{n+m}} = 0.1151 \cdot \left| \frac{\Delta Y_{(dB)}}{\Delta X} \right| \cdot \frac{1}{f_d} = 2\pi\zeta$$

$$Q = \frac{f_0}{\Delta f} = \frac{1}{2\zeta} = \frac{1}{\eta}$$

5　おわりに

機械が稼働する際に振動は避けられない現象である以上、振動を許容レベル以下に抑えることは機械設計において重要なポイントです。とりわけ共振という現象は、例え小さな外力であっても大きな振動を引き起こすことがあり、十分な注意が必要です。共振周波数（固有周波数）と強制振動の周波数を離すことができれば良いのですが、現実には固有周波数が稼働領域内にあることも多く、設計者にとって頭の痛い問題です。

本稿で説明したように、共振の挙動は減衰によって大きく変わってきます。従って、予め適切な減衰を組み込んでおくことで振動を許容レベル以下に抑えるといった設計も可能です。また問題となっている機械や構造物の振動を低減する場合においても、ダンパーなどの減衰要素を付け加えることはよく行われています。その際には、本稿で説明した減衰に関する知識が基本となります。ここで取り上げた振動モデルは１自由度系で、加えられる外力も正弦波という単純なモデルですが、実際の機械や構造物はもっと複雑な系であり、外力も不規則な波形です。また減衰比の値も振幅や状態によって変化する場合があり、実際の振動解析は簡単ではありません。しかし機械振動の基本はここで説明した１自由度系モデルであり、振動のおおよその挙動は本稿で説明した知識で説明できる場合も多いので、解析や対策を考える際の糸口となるはずです。

以上、減衰比を中心に減衰をあらわす係数が持つ意味とその求め方について簡単に解説しました。本稿の内容は機械や構造物の設計者にとっては当たり前の知識ですが、振動が専門でない方が振動対策を考える際の参考になれば幸いです。

【補足】半値幅法の計算式導出

最大振幅の式（22）は振幅倍率の式（21）に共振周波数の式を代入することで得られます。

$$\frac{x_a}{x_s}=\frac{1}{\sqrt{\left\{1-(\omega/\omega_0)^2\right\}^2+\left\{2\zeta(\omega/\omega_0)\right\}^2}} \tag{21}$$

共振周波数の式 $\omega_r=\sqrt{1-2\zeta^2}\,\omega_0$ より $\omega_r/\omega_0=\sqrt{1-2\zeta^2}$ 、これを式（21）の ω/ω_0 に代入すると；

$$\left|\frac{x_a}{x_s}\right|_{\max}=\frac{1}{\sqrt{1-\left(1-2\zeta^2\right)^2+4\zeta^2\left(1-2\zeta^2\right)}}=\frac{1}{2\zeta\sqrt{1-\zeta^2}} \tag{22}$$

式（21)、式（22）より、振幅が最大振幅の $1/\sqrt{2}$ となる周波数を求めると；

$$\frac{1}{\sqrt{2}}\cdot\left|\frac{x_a}{x_s}\right|_{\max}=\frac{1}{\sqrt{2}}\cdot\frac{1}{2\zeta\sqrt{1-\zeta^2}}=\frac{1}{\sqrt{\left\{1-(\omega/\omega_0)^2\right\}^2+\left\{2\zeta(\omega/\omega_0)\right\}^2}} \qquad (28)$$

整理すると；

$$(\omega/\omega_0)^4-2\left(1-2\zeta^2\right)(\omega/\omega_0)^2+1-8\zeta^2\left(1-\zeta^2\right)=0 \qquad (29)$$

これを解くと；

$$(\omega/\omega_0)^2=1-2\zeta^2\pm2\zeta\sqrt{1-\zeta^2}=(\omega_r/\omega_0)^2\pm2\zeta\sqrt{1-\zeta^2} \qquad (30$$

$$\omega^2=\omega_r^2\pm2\zeta\sqrt{1-\zeta^2}\,\omega_0^2=\omega_r^2\left(\frac{1\pm2\zeta\sqrt{1-\zeta^2}}{1-2\zeta^2}\right) \qquad (31)$$

$\zeta\ll1$ とすると、$\zeta^2\fallingdotseq0$。よって；

$$\omega^2\approx(1\pm2\zeta)\omega_r^2 \qquad (32)$$

$$\therefore\ \omega\approx\sqrt{1\pm2\zeta}\,\omega_r=\sqrt{(1\pm\zeta)^2-\zeta^2}\,\omega_r\approx(1\pm\zeta)\omega_r \qquad (33)$$

$\omega_1=(1-\zeta)\omega_r$、$\omega_2=(1+\zeta)\omega_r$ とすると；

$$\frac{\omega_2-\omega_1}{\omega_r}=\frac{(1+\zeta)\omega_r-(1-\zeta)\omega_r}{\omega_r}=2\zeta \qquad (34)$$

$$\therefore\ \zeta=\frac{\omega_2-\omega_1}{2\omega_r}=\frac{f_2-f_1}{2f_r}=\frac{\Delta f}{2f_r}\approx\frac{\Delta f}{2f_0} \qquad (35)$$

上記に示すように、半値幅から減衰比 ζ を求める計算式は $\zeta\ll1$ とした場合の近似式なので、精度よく計算できるのは ζ が 0.05 以下、多少の誤差を許容する場合でもせいぜい 0.1 以下までです。

【参考】　構造物や機械の減衰比

実際の構造物や機械の減衰比は概ね次の値です。

鉄骨建物	0.003　～　0.04
中低層ビル（10 階以下）	0.005　～　0.12
高層ビル	0.02　～　0.1
鋼製タワー	0.002　～　0.03
コンクリート製タワー	0.01　～　0.02
道路橋	0.02　～　0.05
吊り橋	0.002　～　0.08
大型乗用車のサスペンション	0.1　～　0.3
小型乗用車のサスペンション	0.2　～　0.5
オートバイのサスペンション	0.35　～　0.45

【参考資料】

1. 「振動を制する」鈴木浩平（オーム社）
2. 「自動車工学全書 11」（山海堂）

― 以上 ―