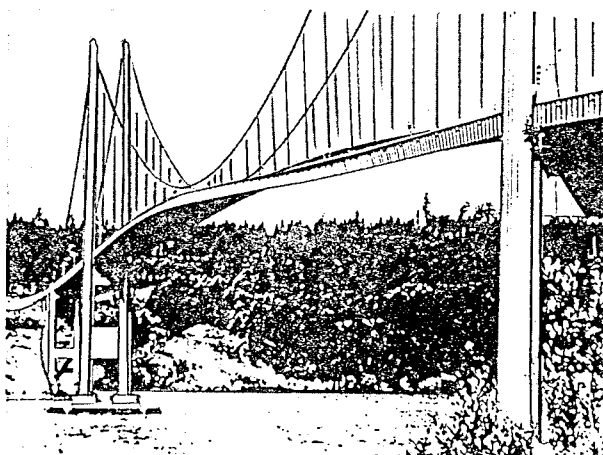


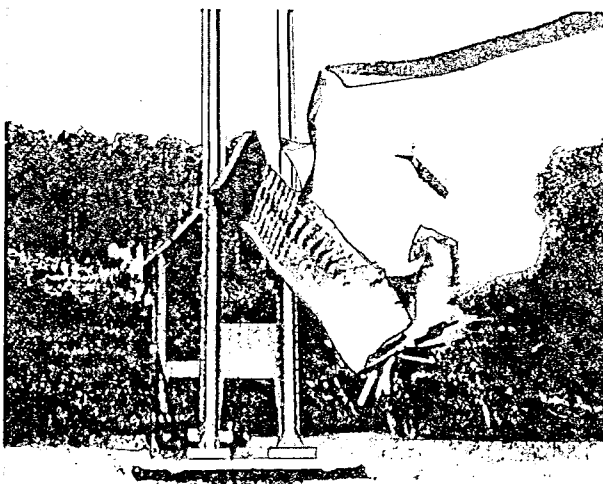
計に戻される。この戻りの流れの内容は、行きるときとは違って現象のモデル化とこれに対する工学の導入である。

図1において行きのフローにおけるモデル化(1)と戻りのフローでのモデル化(2)とはほとんどの場合異なっている。モデル化(1)、(2)はそれぞれ順問題、逆問題のモデル化である。

よく知られているように自動車や新幹線電車では新型を出す前に試作車を作り、これを使っていろいろの条件で運転試験を実施し問題があれば図1のサイクルを繰り返す。しかし、巨大な吊り橋とか宇宙構造物では試作品について実験するには大きな制約がある。実際、製造会社の現場では各種の事故が起こっている。これによる損害額はしばしばその企業の研究開発費の総額と比較し得る程に達することがある。



(a) 不安定振動発生



(b) 分解・落橋の瞬間

図2 1940年11月7日のタコマ橋の落橋事故

振動事故の典型例は1940年にアメリカのシアトル市の南方50kmのタコマ溪谷に掛けられた吊り橋であるタコマ橋の落橋事故である。この橋は完成後わずか4か月の風の強い日に風速19m/sの風で約1時間にわたりはげしい振動を繰り返した後、分解、落橋したのである。図2は事故時の貴重な写真である。

この大事故は多くの分野の学者、技術者により問題にされ、模型による風洞実験が繰り返され、振動の発生は再現されたが、その原因については未だに諸説がありモデル化(2)は確立済みとは言えないようである。

モデル化(2)は振動問題の場合は振動診断に使われ、さらに設計の際に振動予測としてモデル化(1)に影響を及ぼす。

ついでながら、図1のループの始点が行きの行程にあるのか戻りの行程にあるのかについては、“空気力学の進歩が航空機の進歩を促進したのではなく、航空機の進歩が空気力学の進歩を促進したのだ”という有名な話がある。鉄道車両、特に蒸気機関車は機構学や機械力学が未成熟であった100年以上前に現在の構造が確立しているのであり、歴史的に製品が先で学問が後追いであることは明らかである。

振動工学における逆問題である振動診断は学問または技法として最近、広く取り上げられるようになった。アメリカではスペースシャトル用などをふくむポンプの技術に関するシンポジウムが定期的に開催されるが、そこでの議題の1/3近くが振動診断問題で占められるようになりつつある。日本の機会学会でも機械振動の実例が持ち寄られ、互いに紹介しあう会合が定期的に、頻繁に開かれるようになった。

このような情勢にもかかわらず、振動診断学もしくは診断法の確立はなかなかむずかしい。このことは、医学において、10年以上前から人間の病気の診断に人工知能の導入が計画されながら、いまだに実現しない状況に似ている。これは結果と原因の対応が複雑であるうえ、因果関係の確証が困難で、これが確立した症例が充分にないからである。もち論、人工知能に乗るようにデータを整理するシステムエンジニアの不足もあろうが、要するに名医の勘はコンピューターに乗りにくいらしい。

結局、正しい振動診断ができるためには (1) 多くの振動事故を実際に経験することによって身につけた勘 (2) 振動学の順問題についての十分な知識 (3) 他分野、たとえば電気工学などについての、浅くてもよいから広範な知識 が必要とされている。

以下に上記(2)の順問題の知識の一つである共振曲線などを診断に使う場合の注意事項について説明する。

2. 共振曲線からの固有振動数と減衰比の同定法

図3は1自由度(1DF)振動系のモデル図である。 m は振動体の質量、 k はばねのばね定数、 c は減衰器の減衰係数である。この章では減衰器から発生する減衰は粘性減衰(速度1乗比例減衰)である場合を考える。

この振動系が定常強制外力や強制変位を受けた時の応答曲線(もしくは共振曲線)には典型的な4種類の曲線があることが知られている。ここでは、それらをVDRES1~4と名付けて説明する。

VDRES1; 振動系の質量に $P \cos \omega t$ なる定常励振力が作用する場合の質量の応答変位 $a \cos(\omega t + \theta)$ の振幅 a の共振曲線である。ここで P は励振力の振幅、 ω は強制振動の角振動数、 θ は励振力と応答変位との位相差であるがここでは問題にしない。

共振曲線の理論的な導き方についてはここでは省略する。文献 1) を参照されたい。
結局、入力 P と出力 a の関係は次式で与えられる。

$$a/x_{st} = 1 / [\sqrt{\{(1-\eta^2)^2 + (2\zeta\eta)^2\}}] \quad \dots\dots\dots (1)$$

ここに $x_{st} = P/k$, $\eta = \omega/\nu$, $\nu = \sqrt{(k/m)}$, $\zeta = c/c_c$, $c_c = 2\sqrt{(mk)}$
である。

振幅比 a/x_{st} と振動数比 η の関係を両対数目盛りで表すと (ボード線図) 図 4 のよ

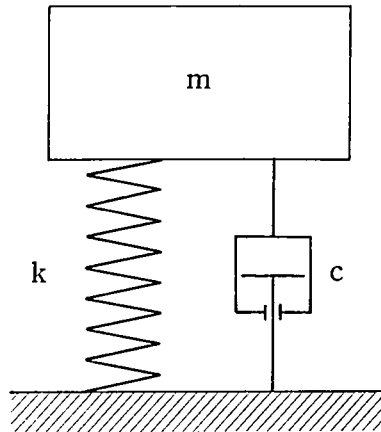


図 3 1 自由度振動系

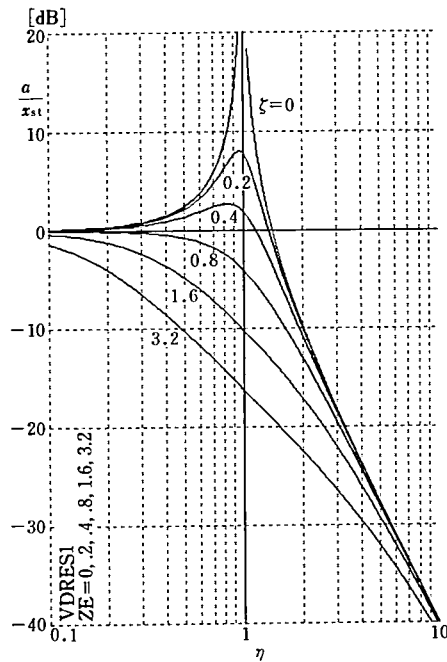


図 4 力による強制振動の変化応答

うになる。ただし、縦軸は dB（デシベル）表示となっている。

VDRES2；図3の振動系の基礎に定常強制変位 $a_0 \cos \omega t$ が与えられたときの基礎と質量との相対変位，すなわち，ばねのたわみの応答振幅 a_r の共振曲線である。

入力 a_0 と出力の a_r 関係は次式になる。

$$a_r/a_0 = \eta^2 / [\sqrt{\{(1-\eta^2)^2 + (2\xi\eta)^2\}}] \quad \dots\dots\dots (2)$$

a_r/a_0 と η の関係は図5のようになる。

VDRES3；RES1の場合と同様に質量に振幅が P なる励振力が作用した時に，基礎に振幅が Q なる振動力が伝達したとする。Q/P を力の伝達率 τ と定義すると τ の共振曲線がこれになる。

入力 P と出力 Q の関係は次式で与えられる。

$$P/Q = \tau = \sqrt{\{1 + (2\xi\eta)^2\} / \{(1-\eta^2)^2 + (2\xi\eta)^2\}} \quad \dots\dots\dots (3)$$

τ と η との関係は図6のようになる。

VDRES4；RES2の場合と同様に基礎に振幅が a_0 なる励振変位が与えられた時に，質量に振幅が a なる空間絶対変位振動が起こったとする。 a/a_0 を変位の伝達率 τ' と定義すると τ' の共振曲線がこれになる。

τ' は減衰が粘性減衰である場合には (3) 式の τ と同一の式で与えられ，したがって

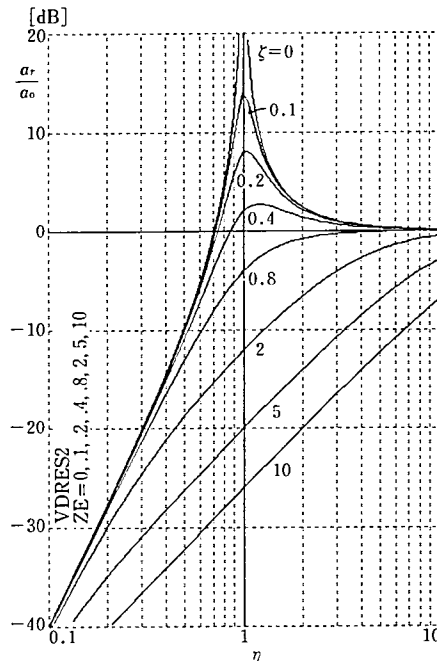


図5 変位による強制振動の相対変位応答

τ' と η の関係も図6と同じになる。

さて、ここで逆問題に話を変え、現場における振動試験、回転試験で得られた共振曲線から1DF振動系の固有振動数と減衰比を同定する手順を(1), (2), (3)…として説明する。

(1) 現場で加振機を使って機器や構造物の振動試験をするとき、または機器などを振動台に乗せて振動試験をするとき、測定中の応答値がRES1~4のどの型になるべきであるかを測定開始以前に検討しておくことは極めて大切な事項である。たとえば、励振変位振幅一定の振動台に乗せられた構造物の部材の応力の振動応答曲線はRESの2型になるべきなのである。

(2) 振動応答値、すなわち共振曲線は直ちに両対数目盛りのボード線図で表す。このためには、測定開始前に励振振動数や回転数の変化範囲、変化速度、設定点、センサーの感度範囲等を検討して置かねばならない。

当然ながら、試験の前には固有角振動数 ν や $P/k = x_{st}$ はわかっていないから、 η や a/x_{st} もだせない。そこで、ボード線図の縦横軸には差し当たり測定振幅値と励振振動数(Hz)の常用対数を取ればよい。

(3) 不減衰固有振動数はボード線図から次のようにして求める。

RES1では減衰比のいかんにかかわらず、共振曲線が右下がりの傾斜で 45° になるところの振動数が固有振動数である。

このことの証明は文献1)にゆずるが、図4からその事実を知ることができる。

RES2では、上記RES1にたいし、右上がりの傾斜で 45° になるところが固有振動数

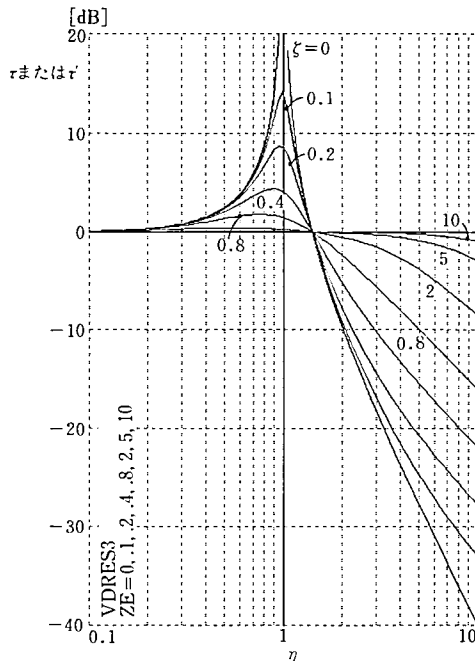


図6 力又は変位の伝達率応答

である。

RES3 と 4 では、共振曲線が右下がりになってからの振幅が、励振振動数の極めて小さい時に収束する振幅に等しくなるような振動数が存在する。この振動数は減衰比に無関係に一定である。この振動数の 71% が固有振動数になっている。図 6 からその事がわかる。

(4) 減衰比は各形式の共振曲線における応答値の最大値、すなわち、共振の山の頂上の値から、次の諸式を使って求められる。

RES1 と 2 では、最大値を R とすると減衰比 ζ は

$$\zeta = \sqrt{\left[\left\{ \left(\frac{1}{2} \right) \left[1 - \sqrt{1 - (1/R^2)} \right] \right\} \right]} \quad \dots\dots\dots (4)$$

RES3 と 4 では、最大値 R に対応する減衰比 ζ の近似値として

$$\zeta = \{ R - \sqrt{(R^2 - 2.5)} \} / 2.5 \quad \dots\dots\dots (5)$$

が成り立つ。ただし近似であるのは ζ が 0.3 以下の場合についてであって ζ がそれより大きい場合には R から ζ を出す式は極めて複雑になって実用的でない。

3. 振動系内の減衰の種類の同定

上記 2 では減衰は粘性減衰であるとしたが、実際の機器や構造物、特に、最近、急速に実用化が進みつつある振動絶縁装置については減衰が粘性のもののみであることは殆どなく、粘性のほか、摩擦、速度二乗、内部、構造等の各種の減衰が組み合わさって働いているのが普通である。特に振動絶縁性能は減衰の違いによる影響が大きいから、各種減衰が単独、もしくは直列、並列に配置された場合についての絶縁性能の理論解析結果を知っておくことは、実際の装置の性能の診断のために極めて大切である。

ここでは先ず、内部、乾性摩擦、速度二乗等の減衰が単独で働く 1DF 振動系の応答特性を、粘性減衰との比較において明らかにし振動診断のための資料としよう。

幸なことに、定常強制振動の応答解析には、減衰が非線形特性を持つ場合についても等価線形化の手法による等価粘性減衰係数を導入する方法が使えるから、パソコン程度の計算機の使用により、振動診断など実用的目的のためには十分な結果が求められる。この場合、必要になる数学的処理は高次方程式の数値解を求めることにあり、ここでは Bairstow-Hitchcock 法を使った。

等価粘性減衰係数とは、周知のように、振動の 1 サイクル当たりに減衰機構によって消費される、すなわち、熱に変わるエネルギーが等しいことを条件にして、非線形の減衰を等価の粘性減衰係数に置き換えたものであって、一般的には振幅と励振振動数の関数になる。そこで、しばしば、応答振幅を与えるべき式の中に減衰係数のかたちで応答振幅が入る。このような場合には、応答振幅は陰関数で与えられることになるから応答振幅が陽関数で与えられるように解き直すか、もし、解けなければ数値解法または収斂計算法を使う。

等価粘性減衰に関しても文献 1) を参照されたい。

(1) 内部減衰つき振動系の応答；IDRES1～4

内部減衰とは防振ゴムのように振動の1サイクル中に荷重・たわみ曲線がヒステリシスを描くことによって生ずる減衰のことで、構造減衰も同種である。ヒステリシス線図上でたわみが0のときの荷重とたわみがほぼ最大であるときの荷重の比を損失係数という。これを γ とすると、等価粘性減衰係数 c_{eq} は次式で与えられる。

$$c_{eq} = \gamma k / \omega \quad \dots\dots\dots (6)$$

ここに k は防振ゴム等を含むこの振動系全体のばね定数である。

(6)式を使うと(1)～(3)式中の 2η は γ に等しくなるから、IDRES1, 2はそれぞれ

$$a/x_{st} = 1 / [\sqrt{\{(1-\eta^2)^2 + \gamma^2\}}] \quad \dots\dots\dots (7)$$

$$a_r/a_0 = \eta^2 / [\sqrt{\{(1-\eta^2)^2 + \gamma^2\}}] \quad \dots\dots\dots (8)$$

IDRES3, 4は同一で

$$\tau = \tau' \\ = \sqrt{[(1+\gamma^2) / \{(1-\eta^2)^2 + \gamma^2\}]} \quad \dots\dots\dots (9)$$

(7), (8), (9)式をボード線図で表すとそれぞれ図7, 8, 9のようになる。

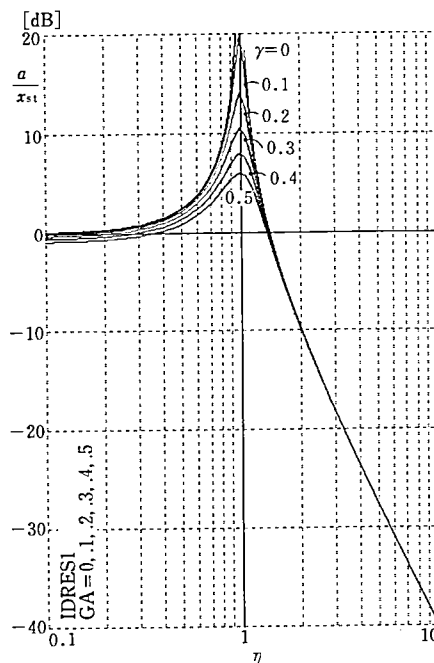


図7 内部減衰付振動系の力による強制振動の変位応答

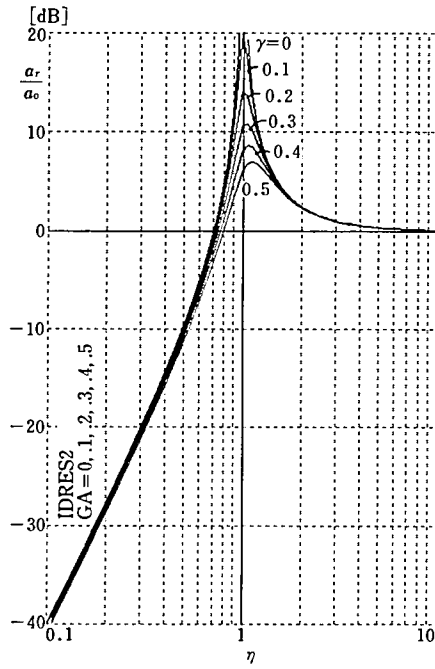


図 8 内部減衰付振動系の変位による強制振動の相対変位応答

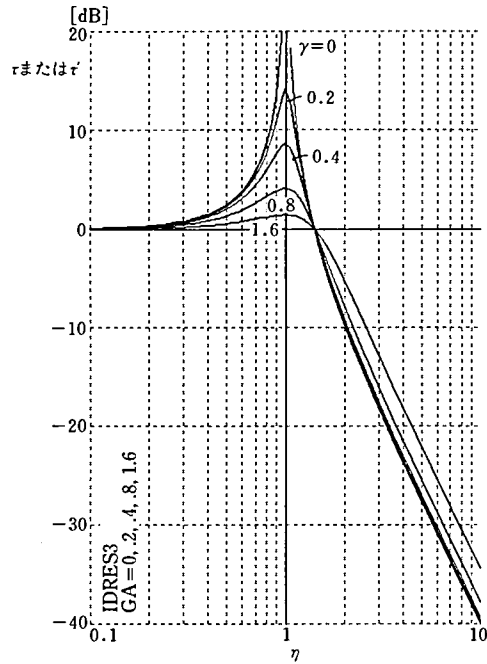


図 9 内部減衰付振動系の力又は変位の伝達率応答

(2) 摩擦減衰つき振動系の応答；FDRES1～4

摩擦減衰は振動系を構成する部材間に予期しない乾性摩擦が存在する場合に発生するほか、設計によって所要の摩擦力が生ずるように構成された摩擦ダンパーから起こるものでもある。通常、摩擦速度に無関係に摩擦力は一定であると仮定する。これを F とすると、等価粘性減衰係数 c_{eq} は

$$c_{eq} = (4/\pi) \{F/(a\omega)\} \quad \dots\dots\dots (10)$$

注意すべきことは、ここでの a は摩擦ダンパー等のたわみ、すなわち相対変位でなければならないことで、力による強制振動である RES1, 3 の場合には相対変位と絶対変位は等しいから a は (1), (3) 式中の a と同一でよいが、変位による強制振動である RES2, 4 の場合には (10) 式中の a は a_r でなければならない。そこで FDRES1, 3 の式を求めるには、(1), (3) 式において

$$2\zeta\eta = (4/\pi)f(x_{st}/a) \quad \dots\dots\dots (11)$$

ただし $f = F/P$ $\dots\dots\dots (12)$
 とおけばよい。また、FDRES2, 4 の式を求めるには、(2), (4) 式において

$$2\zeta\eta = (4/\pi)\phi(a_0/a_r) \quad \dots\dots\dots (13)$$

$$\text{ただし, } \phi = F/(ka_0) \quad \dots\dots\dots (14)$$

前述のように (11) 式を (1) 式に代入すると、式の両辺に (a/x_{st}) が現れることになるから、再度 (a/x_{st}) について解き直すことにより FDRES1 が得られる。このようにして (a/x_{st}) が求められれば、これを (11) 式に入れ、さらに (3) 式に代入することにより FDRES3 が得られる。

同様に (13) 式を (2) 式に入れ (a_r/a_0) について解き直すと FDRES2 が得られ、これを (13) 式に入れ、結果を (3) 式に入れると FDRES4 が得られる。

結局、FDRES1～4 は以下ようになる。

FDRES1

$$a/x_{st} = \sqrt{[1 - (4f/\pi)^2]} / |1 - \eta^2| \quad \dots\dots\dots (15)$$

FDRES2

$$a_r/a_0 = \sqrt{[\eta^4 - (4\phi/\pi)^2]} / |1 - \eta^2| \quad \dots\dots\dots (16)$$

FDRES3

$$\tau = \sqrt{[1 - \eta^2(2 - \eta^2)(4f/\pi)^2]} / |1 - \eta^2| \quad \dots\dots\dots (17)$$

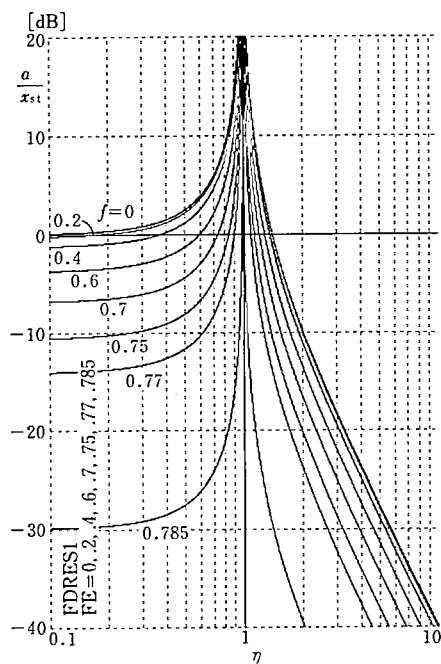


図 10 摩擦減衰付振動系の力による強制振動の変位応答

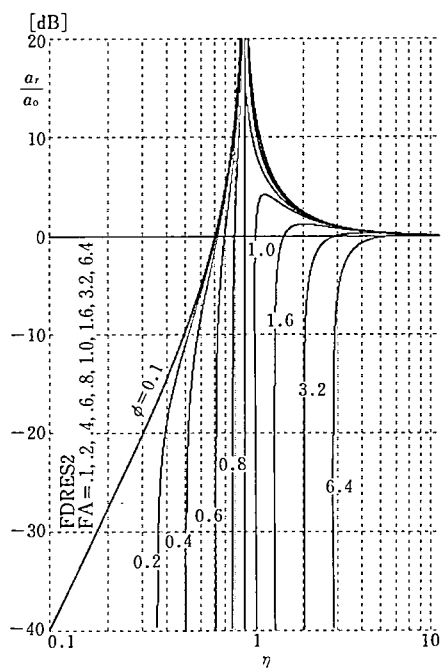


図 11 摩擦減衰付振動系の変位による強制振動の相対変位応答

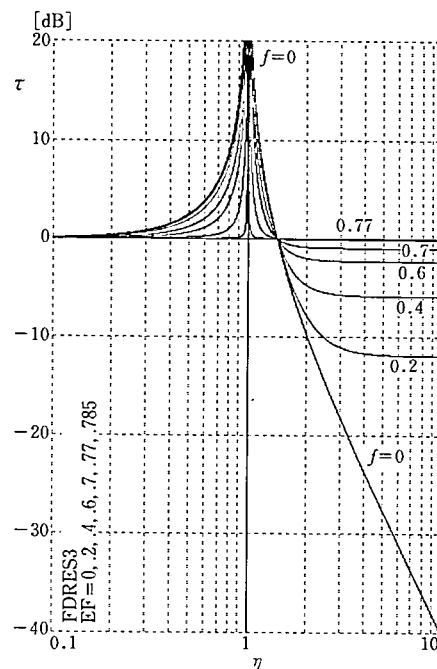


図 12 摩擦減衰付振動系の力による強制振動の伝達率応答

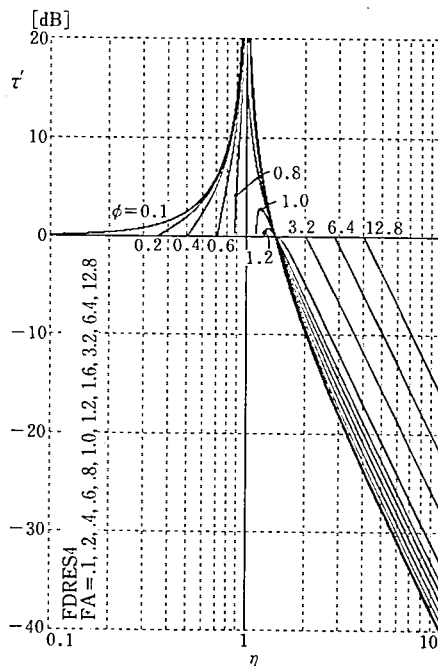


図 13 摩擦減衰付振動系の変位による強制振動の伝達率応答

FDRES4

$$\tau' = \sqrt{[1-\eta^2(2-\eta^2)\{4\phi/(\pi\eta^2)\}^2]} / |1-\eta^2| \quad \dots\dots\dots (18)$$

(15), (16), (17), (18) 式をボード線図で表すと、それぞれ図 10, 11, 12, 13 のようになる。

(3) 速度二乗減衰つき振動系の応答；VSRES1～4

図 3 のような振動系のモデル図に描かれる減衰器はピストン・シリンダー機構であり、内部は油で満たされ、ピストンにはオリフィスが設けられていたり、シリンダーとの間にすきまが付けられていて、ピストンが動くときオリフィス等を作動油がやや高速で流れ、これによって流体抵抗が発生するようにできている。この抵抗力は速度が極めて遅い場合には速度の一乗に比例し、いわゆる粘性抵抗の形を取るが、それより早くなると速度の二乗に比例し、速度二乗抵抗になる。振動の減衰器として使われる場合には流体は速度 0 と最高速度の間を正負に往復することになるが、流れが層流で粘性抵抗を生ずる速度範囲は極めて小さく、全体の抵抗力は速度二乗抵抗で近似できる。従って、簡単な構造を持つ油減衰器である、いわゆるダッシュポットは速度二乗の減衰器であって、粘性減衰器ではない。市販のオイルダンパーではオリフィスに特殊な弁が設けられていて、流体の圧力によって開度が変わり、これによって速度比例特性を持たせてある。

さて、一般のダッシュポットに代表される速度二乗減衰において、抵抗力を減衰器の両端の相対速度の二乗で割った商である速度二乗の抵抗係数を c_2 と置くと、等価粘性減衰係数 c_{eq} は次式で与えられる。

$$c_{eq} = (8/3)c_2 a^3 \omega^2 \quad \dots\dots\dots (19)$$

この式に関する注意事項はすでに摩擦減衰について (10) 式の後に記した事と同一で、RES1 と 3 については a はそのまま使えるが、RES2 と 4 に使うときには (19) 式中の a は a_r としなければならない。そこで、VSRES1, 3 の式を求めるには、(1), (3) 式において

$$2\zeta\eta = \lambda\eta^2 a / x_{st} \quad \dots\dots\dots (20)$$

ただし

$$\lambda = \{8/(3\pi)\} (c_2 x_{st}) / m \quad \dots\dots\dots (21)$$

と置けばよい。また、VSRES2, 4 の式を求めるには、(2), (4) 式において

$$2\zeta\eta = \lambda_0 \eta^2 a_r / a_0 \quad \dots\dots\dots (22)$$

ただし

$$\lambda_0 = \{8/(3\pi)\} (c_2 a_0) / m \quad \dots\dots\dots (23)$$

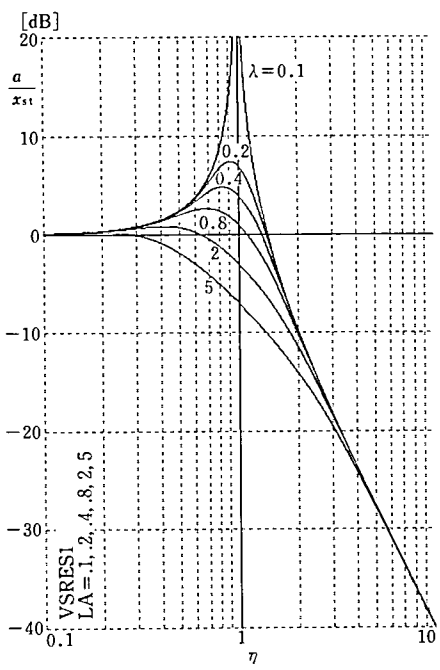


図 14 速度二乗減衰付振動系の力による強制振動の変位応答

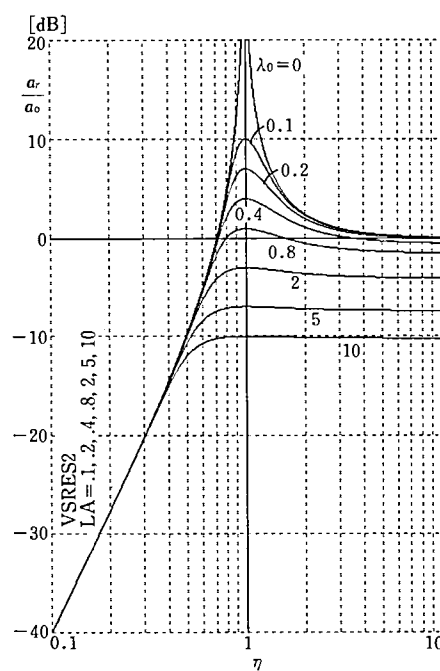


図 15 速度二乗減衰付振動系の変位による強制振動の相対変位応答

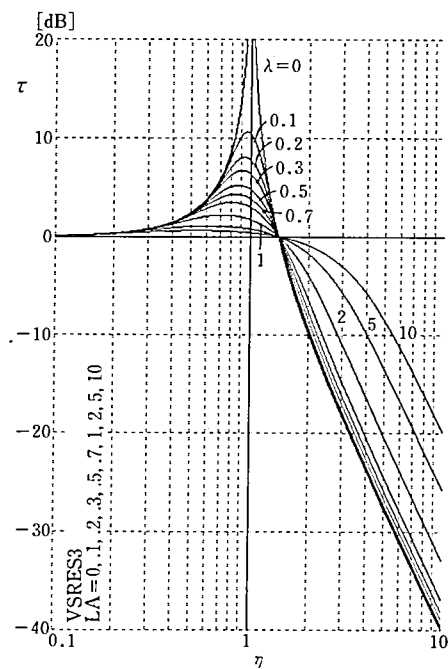


図 16 速度二乗減衰付振動系の力による強制振動の伝達率応答

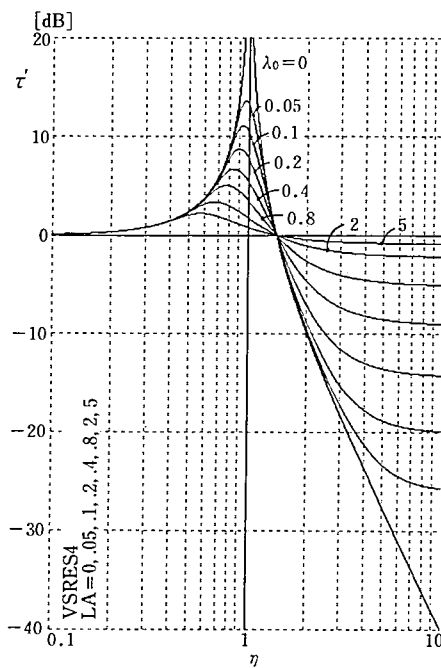


図 17 速度二乗減衰付振動系の変位による強制振動の伝達率応答

(20), (22) 式と (1) ~ (3) 式を使って VSRES1~4 を導く方法は FDRES について (14) 式以下に説明した手法と同様であるので、ここでは省略する。

結局, VSRES1~4 は以下ようになる。

VSRES1

$$a/x_{st} = 1/(\lambda\eta^2) \cdot \sqrt{[-(1/2) \cdot (1-\eta^2)^2 + (1/2)\sqrt{\{(1-\eta^2)^4 + (2\lambda\eta^2)^2\}}]} \cdots (24)$$

VSRES2

$$a_r/a_0 = 1/(\lambda_0\eta^2) \cdot \sqrt{[-(1/2) \cdot (1-\eta^2)^2 + (1/2)\sqrt{\{(1-\eta^2)^4 + (2\lambda_0\eta^2)^2\}}]} \cdots (25)$$

VSRES3

$$\tau = \sqrt{[1-\eta^2(\eta^2-2) + \sqrt{\{(1-\eta^2)^4 + (2\lambda\eta^2)^2\}}]} / \sqrt{[(1-\eta^2)^2 + \sqrt{\{(1-\eta^2)^4 + (2\lambda\eta^2)^2\}}]} \cdots (26)$$

VDRES4

$$\tau' = \sqrt{[1-\eta^2(\eta^2-2) + \sqrt{\{(1-\eta^2)^4 + (2\lambda_0\eta^2)^2\}}]} / \sqrt{[(1-\eta^2)^2 + \sqrt{\{(1-\eta^2)^4 + (2\lambda_0\eta^2)^2\}}]} \cdots (27)$$

(24), (25), (26), (27) 式をボード線図で表すと、それぞれ図 14, 15, 16, 17 のようになる。

図 4~6, 7~9, 10~13, 14~17 をそれぞれ RES1~4 の分類に従って比べて見ると、共振振動数領域、及び高振動数領域のおおのについて顕著に差があることがわかる。したがって、振動系を設計する場合には、その性能の目的にしたがってどの種類の減衰機構を採用すべきかが決められる。逆に、振動診断の時には、実際の装置についての共振曲線が実験によって明らかになった場合に、上記の各図と比べることにより振動系に内蔵されている減衰の種類を推定するための手掛かりが得られる。

4. スイープ速度の同定

一般に振動系の共振曲線、制御系の応答曲線はよく知られている特性曲線であるが、これは励振力の振動数が特定の振動数に留まっているときの系の応答を、各振動数について示したもので、振動数が変動する場合には適用できない。しかし、多くの場合、たとえば回転機械の発停のときのように、励振力の振動数が上昇もしくは下降するときの応答が問題になる。変動速度が小さければ定常時の応答曲線と大差ないが、スイープ速度と呼ばれる変動速度が大きくなると、たとえ共振範囲に入っても共振が十分成長するひまがなくなるので、応答はかなり違ったものになる。すなわち、大切な共振点の応答については、共振点通過時のスイープ速度（スイープ率ともいう）に留意する必要がある。

振動診断に当たっては、資料として系の共振曲線が提供されても、それから直ちに固

有振動数や減衰比を決定すべきではなく、共振曲線の測定時のスイープ速度に関して何らかの情報を調査し、要すれば共振曲線を補正する必要がある。以下にはこの種の補正方法について説明する。

図3に示された1DF振動系が振動台上に設置され、一定のスイープ速度 γ (rad/sec²)、一定の励振振幅 a_0 で変位強制振動が行われた時、振動体の空間絶対変位 x に関する振動方程式はつぎのようになる。

$$m\ddot{x} + c(\dot{x} - \dot{x}_0) + k(x - x_0) = 0 \quad \dots\dots\dots (28)$$

ここに

$$x_0 = a_0 \sin \{(1/2)\gamma t^2\} \quad \dots\dots\dots (29)$$

(28) 式に (29) 式を入れ、位相をずらすと (28) 式は次の式になる。

$$\ddot{x} + 2\alpha\dot{x} + \nu^2 x = a_0 \sqrt{[(2\alpha\gamma t)^2 + \nu^4]} \cdot \sin\{(1/2)\gamma t^2\} \quad \dots\dots\dots (30)$$

ここで、次のように置換する。

$$\begin{aligned} T &= \gamma t / \nu, \quad X = x / x_0, \\ Q &= \nu / 2\alpha, \quad N_n = \nu^2 / (4\pi\gamma) \quad \dots\dots\dots (31) \end{aligned}$$

上式中 $Q = 1/(2\xi)$ であって減衰の小さいときの共振倍率の近似値であり、 N_n は $t = 0$ で励振振動数 f_e が 0 から発振して固有振動数 f_n に達するまでの振動の繰り返し数(サイクル数)になっている。 T と X はそれぞれ時間と変位の無次元倍率である。

(31) 式を使うと (30) 式は

$$\begin{aligned} 1/(4\pi N_n)^2 \cdot \ddot{X} + 1/(4\pi N_n) \cdot 1/Q \cdot \dot{X} + X &= \sqrt{[(T/Q)^2 + 1]} \cdot \sin(2\pi N_n T^2) \\ &\dots\dots\dots (32) \end{aligned}$$

この式は解析的には解けないが、計算機を使えば数値積分により容易に時刻歴解を求めることができる。

図18, 19はRunge-Kutta法を使った数値例で図18には励振振動数を連続的に上昇させるスイープアップの場合を、図19には下降させるスイープダウンの場合を示してある。パラメーターの N_n はスイープ速度を代表している。

これらの図から、実験的に得られた共振曲線を解析して固有振動数と減衰系数を求める場合の注意事項として次の項目が挙げられる。

- (1) 実験はスイープアップとスイープダウンの両方向について実施する。
- (2) 今回はボード線図ではなくリニヤ線図にアップ、ダウンの両曲線を記入する。
- (3) 両曲線の山の頂上を示す振動数と固有振動数との差を固有振動数で割った商、すなわち、振動数の移動率をアップとダウンの両場合について計算し、これらの

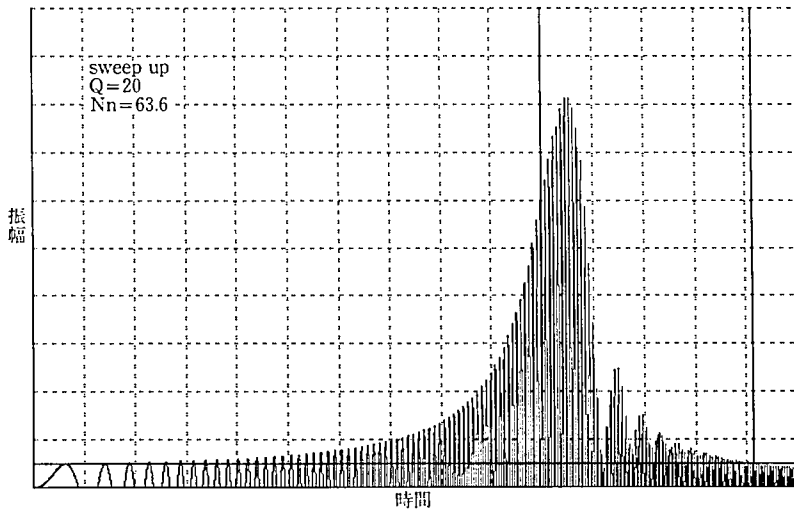


図 18 共振点通過 (スイープアップ)

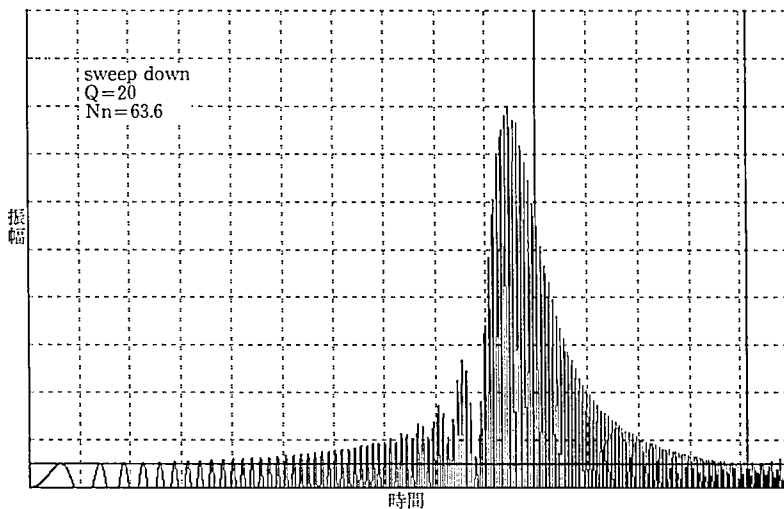


図 19 共振点通過 (スイープダウン)

移動率とそれに対応する振動伝達率を、図 20 中にプロットすると、この振動系の減衰比とスイープ速度の概略の値を求めることができる。

図 20 は Q と N_n をパラメーターとして (32) 式の数値積分を実行し時刻歴波形から最大振幅の伝達率を求めたものである。

プロットした点の位置から Q と N_n の大体の値が読み取れる。

前記のように $Q = 1/(2\zeta)$, $N_n = f_n^2/(2\beta)$ であり、(30) 式中の γ は $2\pi\beta$ に等しい。スイープアップのときには、励振振動数 $f_e = \beta t$ であり、 β はスイープ速度で、単位は

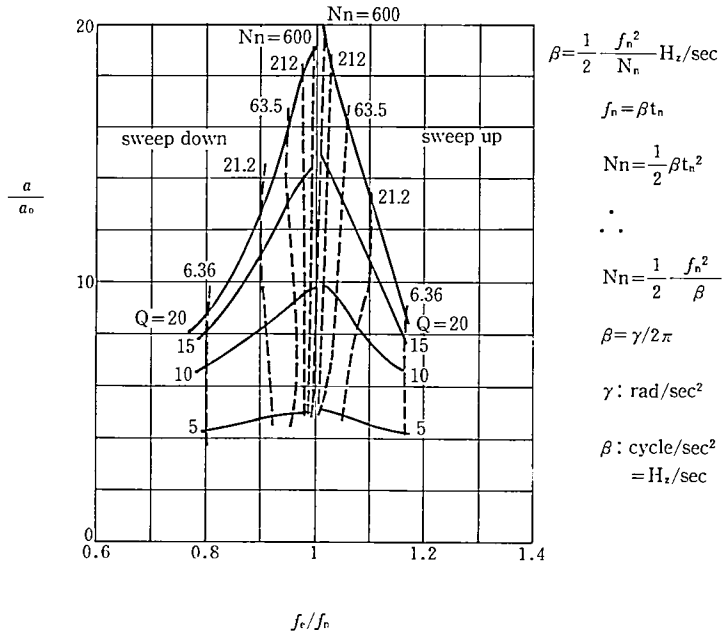


図 20 スイープテストで伝達率最大となる振動数と応答値

サイクル/sec² = Hz/secである。スイープダウンのときの励振振動数 f_e は当然ながら $f_e = f_{\text{emax}} - \beta t$ になる。ただし、 f_{emax} は設定した最大の励振振動数である。

5. むすび

本文では、共振曲線などを振動診断に使う場合の注意事項について説明した。ここに記した事項以外に、たとえば、ばね特性の非線形性の影響等の重要な諸問題が残ったが紙面の都合で次の機会に譲りたい。

参考文献

- 1) 國枝正春：実用機械振動学，理工学社（1984）
- 2) 國枝正春：現場における機械の振動診断法，機械学会誌，84-754, p.964（1981）
- 3) 國枝正春・白木万博：現場における流体関連振動の実例と振動診断法，機械学会誌，82-728, p.740（1979）
- 4) 國枝正春：諸機械における自励振動，船用機関学会誌，22-2, p.59（1987）