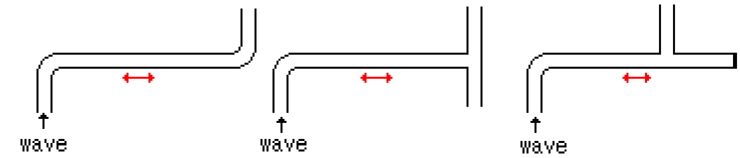
【整番】FE-18-TM-004	脈動状態におけるターンエンド間の不平衡力について	
分類：流れ(脈動流)／種別：技術メモ	作成年月：H19.9／改訂：Ver0.0（H19.9）	作成者：N.Miyamoto

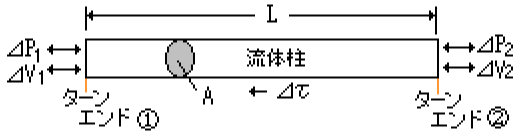
全４枚

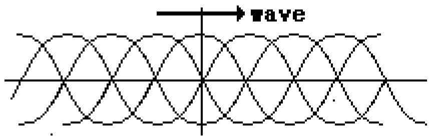
0. 流れ方向に突き当たり投影面をもったベンド/ティ/ブラインドなどをターンエンドと呼ぶことがあるが、これらを対にしたターンエンド区間では、内部の流れ状態によって不平衡力が発生して配管や機器が揺さぶられることがある。この現象の一つに水撃時の衝撃的な揺動があるが、これについては、

【 FE-06-TM-015 過渡状態におけるターンエンド間の不平衡力について】

でそのメカニズムを示している。ここでは流体振動時の不平衡力による配管の揺動をとりあげ、その基本的なメカニズム等について述べてみたい。







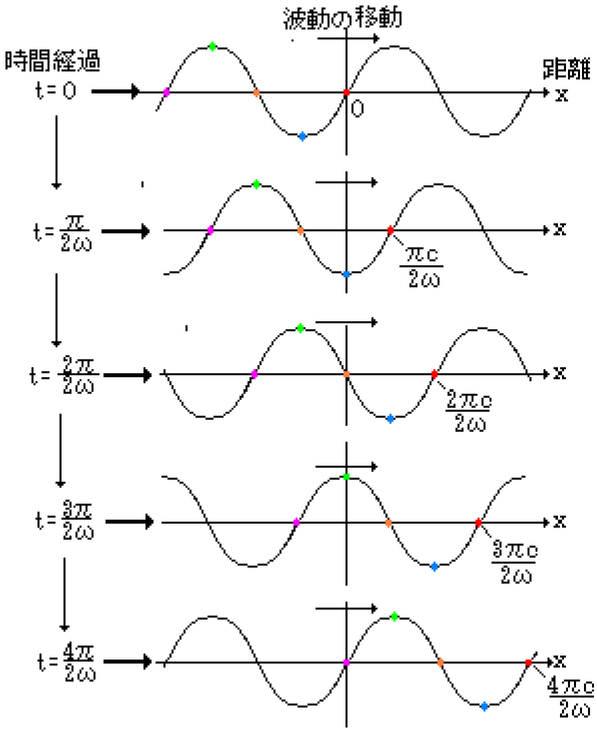


図１　圧力波(前進波)の移動

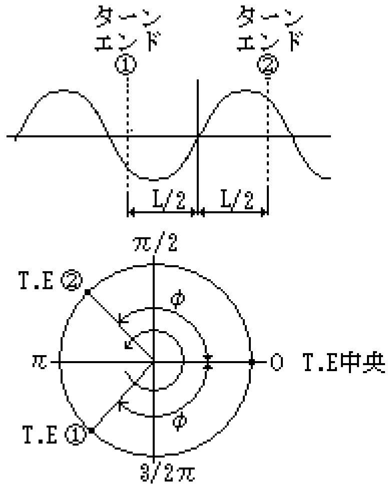


図２ ターンエンド区間の初期位相

1. FE-06-TM-015 で述べたようにターンエンド(以下 **T.E**)間に生じる不平衡力は運動量の時間変化に等しく、通常、次の式で与えられる。

$F=\{P_1-(P_2+⊿P)\}A+\rho(V_1^2-V_2^2)A$　　(但し断面積一定)　-----------------------------(a)

ここで、P_1,P_2=両 T.E の静圧、V_1,V_2＝両 T.E の速度

普通の定常状態では、$P_1=P_2+⊿P$ でかつ $V_1=V_2$ なので不平衡力 F は 0 になり配管が揺れることはない。然るに、定常の流れの中に図１のような脈動や流体振動伝播があると、配管各位置の波動伝播の遅れ(初期位相のずれ、図２参照)によって、任意時刻における T.E の圧力[P_1,P_2]/流速[V_1,V_2]に相違がでて、

左辺の不平衡力が F＝0 にならず、配管の揺動が起きる。そしてこの揺動には歴然と周期性があるので、この T.E 区間は振動状態になる。

なお、不平衡力は(a)式のように、圧力項とモーメンタム項からなるが、余程の微圧変動でない限り、圧力項≫運動量になるのでモーメンタム項は無視されることが多い。故に以下では圧力項のみに着目する。また、流体振動/脈動分野の常習として、P,V は変動量(＝実際量－平均量)として扱うので念為。

2. 脈流や流体振動伝播のある流れでは、任意位置 x 、時刻 t における圧力変動 P は、

$$P(x,t)=P_f\sin(\omega t-\omega x/c)+P_d\sin(\omega t+\omega x/c) \quad \text{--}(b)$$

ここで、P_f＝ 前進波の圧力振幅、P_d＝後退波の圧力振幅、 ω＝流体角振動数、c＝流体音速
後退波は反射波である(図 2 では表示を単純化のため後退波は除外している)。この式を T.E 区間中央に適用すると

$$P_1=P_f\sin(\omega t-\phi-\omega x/c)+P_d\sin(\omega t-\phi+\omega x/c)$$
$$P_2=P_f\sin(\omega t+\phi-\omega x/c)+P_d\sin(\omega t+\phi+\omega x/c)$$

ここで、φ＝T.E①②における初期位相の絶対値(＝ω L/2/c)、L＝区間長さ

圧損の変動量⊿P は無視できるので、不平衡力は F＝(P_1-P_2)A(A は管内断面積)となる。従って、

$$
\begin{aligned}
F/A&=P_f\sin(\omega t-\omega x/c-\phi)+P_d\sin(\omega t+\omega x/c-\phi)-P_f\sin(\omega t-\omega x/c+\phi)-P_d\sin(\omega t+\omega x/c+\phi)\\
&=P_f\{\sin(\omega t-\omega x/c-\phi)-\sin(\omega t-\omega x/c+\phi)\}+P_d\{\sin(\omega t+\omega x/c-\phi)-\sin(\omega t+\omega x/c+\phi)\}\\
&=-2\sin\phi\{P_f\cos(\omega t-\omega x/c)+P_d\cos(\omega t+\omega x/c)\}\\
&=2\sin\phi[\{P_f\sin(\omega t-\pi/2)-\omega x/c\}+P_d\sin\{(\omega t-\pi/2)+\omega x/c)\}]\\
&=\mathbf{2\sin(\omega L/2/c)\cdot P(x,t-\pi/2/\omega)} \quad \text{--}(c)
\end{aligned}
$$

P (x, t－π/2/ω)は、位置 x における圧力脈動で、位相ずれを考える必要がなければ、実質上脈動解析から得られる圧力変動量 P(x,t)となんら変わらない。さらにＰ(ｘ, ｔ)はｘがたとえ中央になく、区間内で位置がずれたとしても変化がない。これは逆にいえば、(c)式が位置に関係なく成立していることを意味する。むしろ(c)式において意味があるのは、sin(ω l/2/c)の方である。即ち、P(x, t－π/2/ω)は、ある時刻が廻ってくれば±$P_{max.}$になるので、管断面積当たりの**不平衡力[F/A]のMax.は sin(ω L/2/c)の値に依存し、ある音速 c のもとでは区間長さ L に依存すること**になる。

sin(ω L/2/c)の最大値±１は、ω L/2/c＝π/2、3π/2、5π/2. . . (2n－1)π/2 で生じる。ここでは

波長λ＝cT＝c/f＝2πc/ω とすれば、ω l/2/c＝π l/λ (なお T＝波動の周期、f＝波動の振動数)

であるから、πL/λ＝(2n－1)π/2 即ち、

ターンエンド区間 L＝(2n－1)λ/2 (ｎ＝1,2,3,. . .)のとき、不平衡力 F は最大になる。

即ち、**波長λ＝1/2、3/2、5/2. . .** で、**区間の圧力変動量 Pmax の 2 倍の圧力差が発生し、区間の不平衡力は最も大きくなる。**

3. 以上要約すれば、以下の如し。

(1) ターンエンド区間の不平衡力 F は、(b)式のωを 2πf として、次式で見積もることができる。

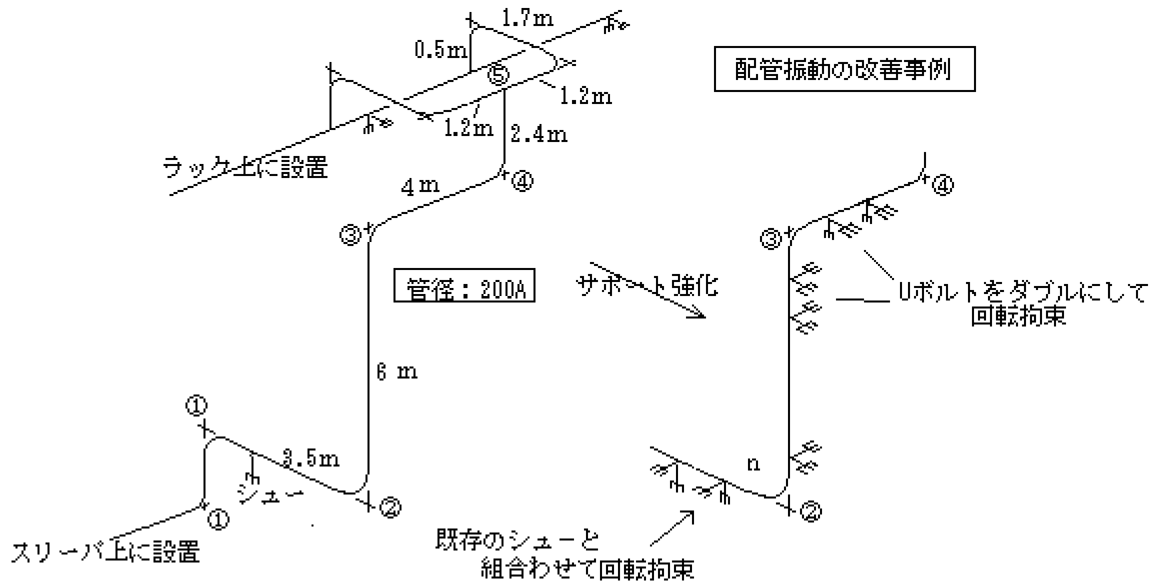
$$F=2P_{max}A\sin(\pi fL/c) \quad (kg\ f)$$

ここで **P_{max}=脈動解析等で当該ターンエンド区間で想定される静圧変動量(kg/m²)**
A＝管路断面積(m²)＝πd²/4、 d＝管内径(m)
f=波動の振動数(Hz)、L＝ターン区間長さ(m)、c＝流体音速(m/s)

(2) 区間長さ L が波長λ(＝c / f)の 1/2、3/2、5/2、. . . になるとき、不平衡力は Max.になる。

なお、衝撃性は少ないので静荷重として扱ってよいが、安全側に 1.25 を F に乗じるのがよい。

3. ここで実例を紹介しておく。ターボコンプレッサの 200A 吐出しラインでサージングによると思われる振動がありアフタクーラ付近の配管(下図)で大きな揺れがみられた。加振振動数は一次 20Hz、圧力変動(0－P)は Max.0.2 kg/cm^2 程度である。この部分のサポートは少ないので剛性は低く、配管の固有振動数は 3Hz 程度とかなり低くなっているが、加振振動数とは格差が大きく共振には至っていない。ただ配管曲がり区間でかなり不平衡力がでている可能性がある。



まず、圧力変動の波長は、流体音速が約 320m/s なので $\lambda = c/f = 330/20 = 16$mである。従って最大の不平衡力は、 $L = (1/2)\lambda = 16/2 = 8$mでおきる。各ターンエンドをみると、上部の張り出し部分は区間が短いので問題ないが立上り②-③で 6m近くになる。またトータルの立ち上がり、即ち②-③-④-⑤で 8.4mになる。故に上方向には配管自重が効くので振れは少ないが下方向にはかなり振れると思われる。また区間長は 8mの半分ぐらいだが③-④及び①-②の振れがこれに加わって、全体に複雑な揺れになると思われる。因みに

6m区間：$F = 2P_{max}A\sin(\pi fL/c) = 2x0.2x(\pi x20^2/4)\sin(\pi x20x6/320) = 2x63x0.92 = 116$ kgf(0-P)

4m区間：$F = 2P_{max}A\sin(\pi fL/c) = 2x0.2x(\pi x20^2/4)\sin(\pi x20x4/320) = 2x63x0.70 = 88$ kgf(0－P)

(なお、0－P は片振幅を云うので、F は±116kgf、±88kgf になる。)

軸力としては余り大きくはないが、サポートがぶらぶらであるため曲げ変形を起こし揺れが大きくでたようである。対策としては、各区間の曲げ変形を止める形で、架台を追加して U ボルトで配管を拘束した。少し過剰だったのかも知れないが、揺れは十分止ったと聞いている。