

UDC 532.595.2:  
629.7.064.3

# 航空宇宙技術研究所報告

TECHNICAL REPORT OF NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

TR-442

二個の弁を有する管路系に対する水撃線図

池尾 茂 ・ 池谷 光栄

1976年1月

航空宇宙技術研究所  
NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

# 二個の弁を有する管路系に対する水撃線図\*

池 尾 茂\*\* 池 谷 光 栄\*\*\*

## Waterhammer Charts for Pipe Line with Two Valves

By Shigeru IKEO and Mitsuei IKEYA

### ABSTRACT

The maximum head rise in the pipe line system with two valves, one at the outlet end and the other at the center of the pipe line, is lower than that produced by closing the outlet valve only when the closing speeds of the valves are the same. The reason is explained using the classical waterhammer theory.

The waterhammer equations, which include the friction term, are solved by the method of characteristics. Charts are presented for determining the maximum head fluctuation in the pipe line system with two valves which close simultaneously at the same constant speed. These charts include the cases with steady state friction losses of 30, 50 and 80% of the reservoir head, and with no friction loss.

### 1. ま え が き

一般に管中に液体が充滿して流れている時、管路端の弁を操作した場合に発生するいわゆる水撃現象に関しては、すでに多くの研究がなされ、水撃による管路中の最大圧力上昇を求めるための方法が幾つか報告されている。弁を急閉鎖する場合以外は、弁の閉鎖時間が同じであっても、有効開口面積がどのように減少していくかによって管路中に発生する最大圧力上昇値は異なる。急閉鎖の場合の最大圧力上昇を求める式は、Joukowski<sup>(1)</sup>がすでに報告している。又、弁の有効開口面積が直線的に変化するよう緩閉鎖する場合の最大圧力上昇を求める方法としては、Allievi<sup>(2)</sup>らの略算式およびQuick<sup>(3)</sup>の線図が報告されている。これらの略算式と線図とは何れも管路吐出端にだけ弁がある場合に適用される。

筆者らは、図1に示すような管路吐出端の弁（以下吐出弁と呼ぶ）の外に、管路途中にもう一つの弁（以下中間弁と呼ぶ）を設けた管路系に対して、吐出、中間の両

弁を同時に閉鎖すれば、管路中の圧力上昇は吐出弁だけを閉鎖する場合よりも小さくなることを、実験と数値計算とによって明らかにした<sup>(4)</sup>。

これと類似な方法を実際に石油パイプラインに使用した例も報告されている<sup>(5)</sup>。すなわち、下流側で水撃現象による圧力波の発生を検知すると、その波が上流側のポンプステーションに到達する以前に、上流側では運転中のポンプユニットの一部をカットしたり、弁を閉鎖したりすることにより負の圧力波を送り出し、パイプラインの途中で正の圧力波と出会わせて弱める方式が実際に使用されている。従って、この方式による石油パイプラインなどの長距離管路系におけるサージ圧力制御システムの設計の際に利用できるような水撃線図を作成することは有意義と思われる。

本報告では、図1における二個の弁を同じ速度で均等に閉じる場合、すなわち同じ速度で有効開口面積が時間とともに直線的に減少するよう閉じる場合の水撃現象に関して、摩擦損失を無視して波動理論による解析を行ない、管内の圧力変動を小さくできる理由について考察を行なう。更に、特性曲線法<sup>(6)</sup>を用いて数値計算を行ない、二個の弁を同じ速度で同時かつ均等に閉じる場合に、

\*昭和50年11月6日受付

\*\*上智大学理工学部

\*\*\*計測部

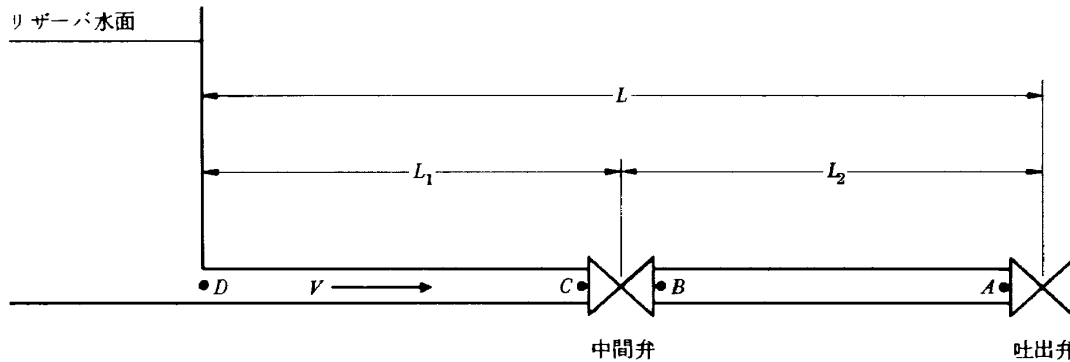


図1 二個の弁を有する管路系

管路中に発生する最大圧力上昇及び最大圧力降下を求め  
るための線図を作成し、報告する。

本論文において使用するおもな記号はつぎのとうりである。

- $A$ : 管路断面積  $\text{m}^2$   
 $B$ : 管路定数  $= (a V_0) / (g H_{Res})$   
 $C_d A_g$ : 弁の有効開口面積  $\text{m}^2$   
 $D$ : 管路内径  $\text{m}$   
 $F$ : 管路中をリザーバ方向に進行中の圧力波  $\text{m}$   
 $H$ : 圧力水頭  $\text{m}$   
 $H_0$ : 定常状態における弁による損失水頭  $\text{m}$   
 $H_{Res}$ : リザーバ水位  $\text{m}$   
 $L$ : 管路全長  $\text{m}$   
 $L_1$ : 吐出弁と中間弁との間の距離  $\text{m}$   
 $L_2$ : 中間弁とリザーバとの間の距離  $\text{m}$   
 $N$ : 管路の分割数  
 $V$ : 管内流速  $\text{m/s}$   
 $V_0$ : 定常状態における管内流速  $\text{m/s}$   
 $a$ : 圧力波の伝わり速度  $\text{m/s}$   
 $f$ : 管路中を吐出弁方向に進行中の圧力波  $\text{m}$   
 $g$ : 重力の加速度  $\text{m/s}^2$   
 $h$ : 無次元圧力水頭  $= H/H_{Res}$   
 $h_{f_0}$ : 無次元管摩擦損失水頭  $= \lambda \frac{L}{D} \frac{V_0^2}{2g} \frac{1}{H_{Res}}$   
 $h_0$ : 定常状態における弁による無次元損失水頭  
 $= H_0/H_{Res}$   
 $\bar{t}$ : 時間  $\text{s}$   
 $t$ : 無次元時間  $= \bar{t} / (2L/a)$   
 $t_c$ : 無次元弁動作時間  
 $\Delta t$ : 無次元小時間間隔  
 $v$ : 無次元流速  $= V/V_0$   
 $\bar{x}$ : リザーバ端からの距離  $\text{m}$   
 $x$ : 無次元距離  $= \bar{x}/L$   
 $\Delta x$ : 管路の無次元分割距離

$\lambda$ : 管摩擦係数

$\tau$ : 弁全開有効面積に対する有効開口面積比  
添字のおもなものはつぎのとおりである。

0: 定常状態

1: 吐出弁と中間弁との間の管路

2: 中間弁とリザーバとの間の管路

$A$ : 管路中の吐出弁直前の点

$B$ : 管路中の中間弁直後の点

$C$ : 管路中の中間弁直前の点

$D$ : 管路のリザーバ端の点

$P$ : 時刻  $t$  における点  $x$  の状態

$R$ : 時刻  $t - \Delta t$  における点  $x - \Delta x$  の状態

$S$ : 時刻  $t - \Delta t$  における点  $x + \Delta x$  の状態

図1 参照

図4 参照

## 2. 基礎式及び境界条件

### 2.1 仮定

本研究においては以下の仮定を設ける。

(i) 液体の流れは一次元であり、管路中の各断面における圧力及び流速は一定である。

(ii) 圧力波の伝わり速度は管内流速に比べて充分大きい。

(iii) 管路内はつねに水で満たされており、又管内の最低圧力は水のその時の温度の飽和蒸気圧よりも高い。

(iv) 各弁の動作中におけるリザーバ内の水面水位は一定である。

(v) 管摩擦損失は流速の自乗に比例し、管摩擦係数は過渡現象中も定常状態における値と同じ値をとる。

### 2.2 水撃方程式

以上のような仮定のもとでは、管路中の非定常流に対する基礎式は、運動方程式、

$$\frac{\partial H}{\partial x} + \frac{\lambda}{D} \frac{|V|}{2g} + \frac{1}{g} \frac{\partial V}{\partial t} = 0 \quad (1)$$

と、連続の式、

$$\frac{\partial H}{\partial \bar{t}} + \frac{a^2}{g} \frac{\partial V}{\partial \bar{x}} = 0 \quad (2)$$

とで表わされる。ここで  $H$ ,  $V$ ,  $\bar{x}$  および  $\bar{t}$  は圧力水頭, 流速, リザーバからの距離および時間であり,  $g$  は重力の加速度,  $a$  は圧力波の伝わり速度,  $\lambda$  は管摩擦係数,  $D$  は管路内径である。

又, 図1のような管路系に対する境界条件は次のようになる。

リザーバ端においては,

$$H_D(\bar{t}) = H_{Res} \quad (3)$$

中間弁においては,

$$V_B(\bar{t}) = \frac{(C_d A_g)_t}{A} \sqrt{2g \{H_C(\bar{t}) - H_B(\bar{t})\}} \quad (4)$$

$$V_C(\bar{t}) = V_B(\bar{t}) \quad (5)$$

吐出弁においては,

$$V_A(\bar{t}) = \frac{(C_d A_g)_t}{A} \sqrt{2g H_A(\bar{t})} \quad (6)$$

ここで,  $H_{Res}$  はリザーバ水位,  $(C_d A_g)_t$  は時刻  $\bar{t}$  におけるそれぞれの弁の有効開口面積,  $A$  は管路断面積である。又添字  $A$ ,  $B$ ,  $C$  および  $D$  はそれぞれ図1の点  $A$ ,  $B$ ,  $C$  および  $D$  を意味する。

### 3. 波動理論による解析

ここでは, 中間弁を取付け, 吐出弁と同時に同じ速度で閉じることにより圧力上昇を軽減できる理由について, 波動理論に基づいて考察する。

便宜上, 本章では  $\bar{x}$  の方向を逆にとる。すなわち  $\bar{x}$  を吐出弁からの距離とする。管摩擦損失を無視すれば, 水撃方程式(1)および(2)は,

$$\frac{\partial V}{\partial \bar{t}} = g \frac{\partial H}{\partial \bar{x}} \quad (7)$$

$$\frac{\partial H}{\partial \bar{t}} = \frac{a^2}{g} \frac{\partial V}{\partial \bar{x}} \quad (8)$$

と云ういわゆる波動方程式となり, その一般解は,

$$H - H_0 = F\left(\bar{t} - \frac{\bar{x}}{a}\right) + f\left(\bar{t} + \frac{\bar{x}}{a}\right) \quad (9)$$

$$V - V_0 = -\frac{g}{a} \left[ F\left(\bar{t} - \frac{\bar{x}}{a}\right) - f\left(\bar{t} + \frac{\bar{x}}{a}\right) \right] \quad (10)$$

となる。ここで,  $F$  は  $+\bar{x}$  方向に進行中の圧力波であり,  $f$  は  $-\bar{x}$  方向に進行中の圧力波である(図2参照)。

これらの一般解を吐出弁と中間弁との間の管路(管路1)に適用すれば,

$$H_1(\bar{t}) - H_0 = F_1\left(\bar{t} - \frac{\bar{x}_1}{a}\right) + f_1\left(\bar{t} + \frac{\bar{x}_1}{a}\right) \quad (11)$$

$$V_1(\bar{t}) - V_0 = -\frac{g}{a} \left[ F_1\left(\bar{t} - \frac{\bar{x}_1}{a}\right) - f_1\left(\bar{t} + \frac{\bar{x}_1}{a}\right) \right] \quad (12)$$

となり, 点  $A$  においては,

$$H_A(\bar{t}) - H_0 = F_1(\bar{t}) + f_1(\bar{t}) \quad (13)$$

$$V_A(\bar{t}) - V_0 = -\frac{g}{a} [F_1(\bar{t}) - f_1(\bar{t})] \quad (14)$$

点  $B$  においては,

$$H_B(\bar{t}) - H_0 = F_1\left(\bar{t} - \frac{L_1}{a}\right) + f_1\left(\bar{t} + \frac{L_1}{a}\right) \quad (15)$$

$$V_B(\bar{t}) - V_0 = -\frac{g}{a} \left[ F_1\left(\bar{t} - \frac{L_1}{a}\right) - f_1\left(\bar{t} + \frac{L_1}{a}\right) \right] \quad (16)$$

となる。同様に中間弁とリザーバとの間の管路(管路2)に適用すると, 点  $C$  において,

$$H_C(\bar{t}) - 2H_0 = F_2(\bar{t}) + f_2(\bar{t}) \quad (17)$$

$$V_C(\bar{t}) - V_0 = -\frac{g}{a} [F_2(\bar{t}) - f_2(\bar{t})] \quad (18)$$

点  $D$  については,

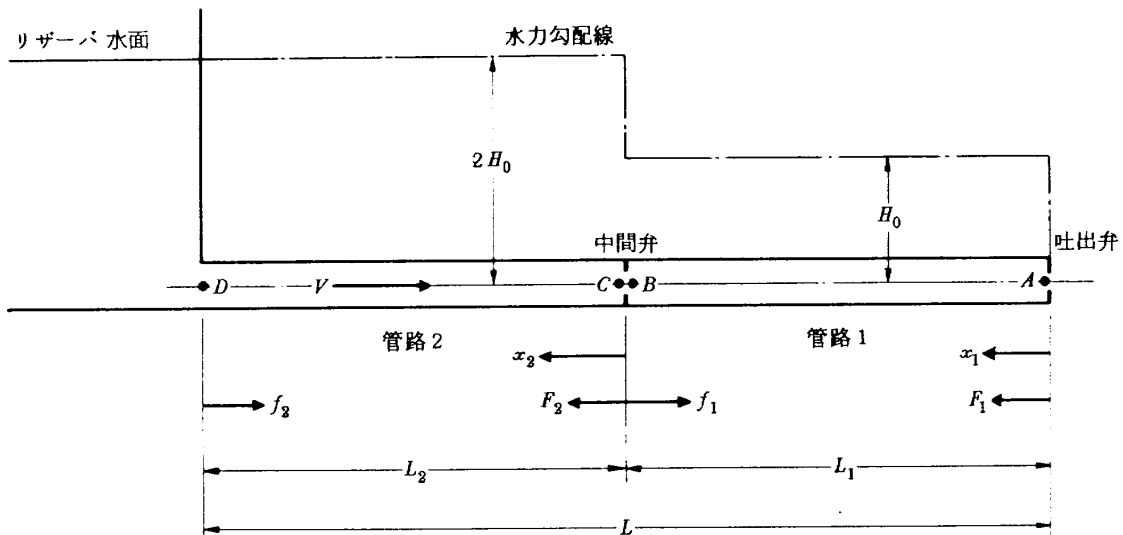


図2 管摩擦損失を無視した場合の定常状態

$$H_D(\bar{t}) - 2H_0 = F_2\left(\bar{t} - \frac{L_2}{a}\right) + f_2\left(\bar{t} + \frac{L_2}{a}\right) \quad (19)$$

$$V_D(\bar{t}) - V_0 = -\frac{g}{a} \left[ F_2\left(\bar{t} - \frac{L_2}{a}\right) - f_2\left(\bar{t} + \frac{L_2}{a}\right) \right] \quad (20)$$

となる。

境界条件式 (3) ~ (6) および式 (13) ~ (20) を用いて、各点における  $H$  および  $V$  を求めると、

$$H_A(\bar{t}) - H_0 = F_1(\bar{t}) + f_1(\bar{t}) \quad (21)$$

$$H_B(\bar{t}) - H_0 = 2F_1\left(\bar{t} - \frac{L_1}{a}\right) - F_2(\bar{t}) - F_2\left(\bar{t} - \frac{2L_2}{a}\right) \quad (22)$$

$$H_C(\bar{t}) - 2H_0 = F_2(\bar{t}) + f_2(\bar{t}) \quad (23)$$

$$H_D(\bar{t}) - 2H_0 = 0 \quad (24)$$

$$V_A(\bar{t}) = \frac{1}{2} \left[ -\frac{a}{g} \frac{\tau^2(\bar{t}) V_0^2}{H_0} + \sqrt{\left\{ \frac{a}{g} \frac{\tau^2(\bar{t}) V_0^2}{H_0} \right\}^2 + 4 \frac{\tau^2(\bar{t}) V_0^2}{H_0} \left\{ H_0 + \frac{a}{g} V_0 + 2f_1(\bar{t}) \right\}} \right] \quad (25)$$

$$V_B(\bar{t}) = -\frac{a}{g} \frac{\tau^2(\bar{t}) V_0^2}{H_0}$$

$$+ \sqrt{\left\{ \frac{a}{g} \frac{\tau^2(\bar{t}) V_0^2}{H_0} \right\}^2 + \frac{\tau^2(\bar{t}) V_0^2}{H_0} \left\{ H_0 + \frac{a}{g} V_0 + 2f_2(\bar{t}) - 2F_1\left(\bar{t} - \frac{L_1}{a}\right) \right\}} \quad (26)$$

$$V_C(\bar{t}) = V_B(\bar{t}) \quad (27)$$

$$V_D(\bar{t}) = V_0 - \frac{2g}{a} F_2\left(\bar{t} - \frac{L_2}{a}\right) \quad (28)$$

$$F_1(\bar{t}) = -\frac{a}{g} \{V_A(\bar{t}) - V_0\} + f_1(\bar{t}) \quad (29)$$

$$f_1(\bar{t}) = F_1\left(\bar{t} - \frac{2L_1}{a}\right) - F_2\left(\bar{t} - \frac{L_1}{a}\right) - F_2\left(\bar{t} - \frac{2L_2}{a} - \frac{L_1}{a}\right) \quad (30)$$

$$F_2(\bar{t}) = -\frac{a}{g} \{V_C(\bar{t}) - V_0\} + f_2(\bar{t}) \quad (31)$$

$$f_2(\bar{t}) = -F_2\left(\bar{t} - \frac{2L_2}{a}\right) \quad (32)$$

となる。ここで  $\tau$  は有効開口面積比であり、

$$\tau(\bar{t}) = (C_d A_g)_t / (C_d A_g)_0$$

で表わされる。

図 3(a) は中間弁が管路中央に設置されている場合に、図 2 に示す初期条件のもとで、2 個の弁を同時に均等に閉鎖した場合について、式 (21) ~ (32) より計算した圧力波の進行、反射、後退の関係を示したものである。比較のために中間弁がない場合について、Parmakian の式<sup>(7)</sup>を用いて計算した結果を図 3(b) に示す。

これらの図 3(a), (b) および式 (30) より、点 A に負の圧力波  $f_1$  が到達するのは、弁が 2 個の場合 (図 3(a) の破線) には弁閉鎖開始から  $L_1/a$  時間後であり、吐出弁だ

けの場合 (図 3(b) の 2 点鎖線) の  $2L/a$  よりも ( $L_1 + 2L_2$ ) /  $a$  時間だけ早い。このために式 (29) より、正の圧力波  $F_1$  (図 3(a) の点線) は吐出弁だけの場合 (図 3(b) の 1 点鎖線) よりも小さくなり、従って、式 (21) より

$H_A(\bar{t}) - H_{A_0}$  も小さくなる。さらに点 B においては負の圧力波が発生するが、 $L_1/a$  時間後に点 A から正の圧力波が到達するために圧力降下はあまり大きくならない。

一方、中間弁直前の点 C においては正の圧力波が発生し、リザーバ端で反射して負の圧力波が戻ってくるまでの時間は、弁が 2 個の場合 (図 3(a) の 2 点鎖線) も吐出弁だけの場合 (図 3(b) の 2 点鎖線) もともに点 C に正の圧力波が生じてから  $2L_2/a$  時間であり、圧力上昇  $H_C(\bar{t}) - H_{C_0}$  は弁が 2 個の場合も吐出弁だけの場合もほとんど同じになっている。

このように点 A の圧力上昇は小さくなり、点 C の圧力上昇は同じであるから、管路中に発生する最大圧力上昇は吐出弁だけの場合よりも小さくなる。

次に、中間弁の取付け位置も変化した場合について考察する。先づ、中間弁を吐出弁の近くに取付けた場合は  $L_1$  が小さくなり、点 A に負の圧力波が到達するまでの時間が短くなるために、点 A の圧力上昇は小さくなるが、点 C に負の圧力波が戻ってくるまでの時間  $2L_2/a$  が大きくなるために点 C の圧力上昇は大きくなる。一方において、中間弁をリザーバ端寄りに取付けた場合には  $L_1/a$  が大きくなるために、点 A の圧力上昇が増大し、点 B の圧力降下も増大する。しかし  $2L_2/a$  が小さくなるために点 C の圧力上昇は軽減される。

#### 4. 水撃線図の作成

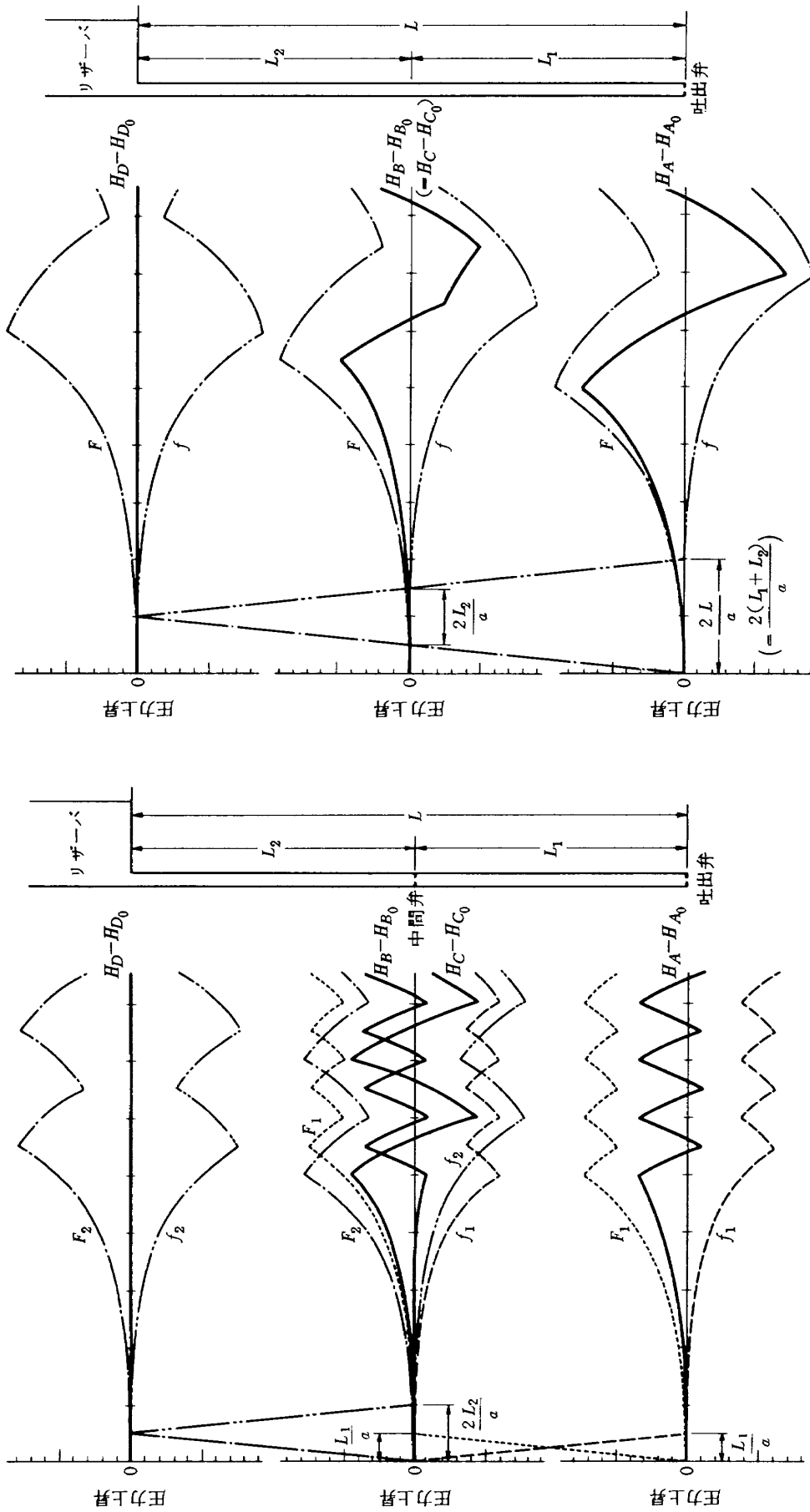
本章においては、2 個の弁が同時にしかも有効開口面積が直線的に減少するように閉じられる場合について、水撃方程式 (1), (2) を無次元化して特性曲線法を使って解き、中間弁が管路中央にある場合の管路中の最大圧力上昇および最大圧力降下を求めるための線図を作成する。

運動方程式および連続の式は無次元化すると次のようになる。

$$\frac{\partial h}{\partial x} + h_{f_0} v |v| + \frac{B}{2} \frac{\partial v}{\partial t} = 0 \quad (33)$$

$$\frac{\partial h}{\partial t} + 2B \frac{\partial v}{\partial x} = 0 \quad (34)$$

ここで、 $h$ ,  $v$ ,  $x$  および  $t$  は、それぞれリザーバ水位  $H_{Res}$ , 定常流速  $V_0$ , 管路全長  $L$  および圧力波の管路往復時間  $2L/a$  によって無次元化された圧力水頭, 流速, リザーバからの距離および時間である。又、



(b) 吐出弁だけの場合

(a) 弁が2個の場合

図3 圧力波の進行・後退

$$h_{f_0} = \lambda \frac{L}{D} \frac{V_0^2}{2g} \frac{1}{H_{Res}}$$

$$B = \frac{aV_0}{g} \frac{1}{H_{Res}}$$

であり、 $h_{f_0}$  は無次元定常管摩擦損失水頭を表わし、 $B$  は管路定数である。

特性曲線法によって、水撃方程式 (33) および (34) を常微分方程式に変換すると、

$$\frac{dx}{dt} = 2 \text{ のとき:}$$

$$\frac{dh}{dt} + B \frac{dv}{dt} + 2h_{f_0} v|v| = 0 \quad (35)$$

$$\frac{dx}{dt} = -2 \text{ のとき:}$$

$$\frac{dh}{dt} - B \frac{dv}{dt} - 2h_{f_0} v|v| = 0 \quad (36)$$

となる。これらを一階の差分方程式に直すと、

$$x_P - x_R = 2(t_P - t_R) \text{ のとき:}$$

$$h_P - h_R + B(v_P - v_R) + 2h_{f_0} \Delta t v_R|v_R| = 0 \quad (37)$$

$$x_P - x_S = -2(t_P - t_S) \text{ のとき:}$$

$$h_P - h_S - B(v_P - v_S) - 2h_{f_0} \Delta t v_S|v_S| = 0 \quad (38)$$

となる。ここで、添字  $P$  は時刻  $t$  における点  $x$  の状態を表わし、添字  $R$  は時刻  $t - \Delta t$  における点  $x - \Delta x$  の状態、添字  $S$  は時刻  $t - \Delta t$  における点  $x + \Delta x$  の状態を示す (図 4 参照)。

管路を  $N$  等分し、各分割点について計算する場合には、

$$2 \Delta t = \Delta x = 1/N$$

となるので、

$$h_{f_0}' = h_{f_0}/N$$

とおくと、式 (37)、(38) は、

$$h_P - h_R + B(v_P - v_R) + h_{f_0}' v_R|v_R| = 0 \quad (39)$$

$$h_P - h_S - B(v_P - v_S) - h_{f_0}' v_S|v_S| = 0 \quad (40)$$

と変形できる。

式 (39)、(40) および境界条件式を用いて、数値計算に必要な式を求める。

・管路リザーバ端においては:

$$h_P = 1 \quad (41)$$

$$v_P = v_S + (h_P - h_S)/B - h_{f_0}' v_S|v_S|/B \quad (42)$$

・中間弁位置においては:

$$v_P = \frac{\tau^2(t)}{h_0} \left[ -B + \sqrt{B^2 - \frac{h_0}{\tau^2(t)} \{ (h_R - h_S) + B(v_R + v_S) - h_{f_0}'(v_R|v_R| + v_S|v_S|) \}} \right] \quad (43)$$

$$h_{PB} = h_R - B(v_P - v_R) - h_{f_0}' v_R|v_R| \quad (44)$$

$$h_{PC} = h_S + B(v_P - v_S) + h_{f_0}' v_S|v_S| \quad (45)$$

・吐出弁位置においては:

$$v_P = \frac{\tau^2(t)}{2h_0} \left[ -B + \sqrt{B^2 - \frac{4h_0}{\tau^2(t)} \{ h_R + Bv_R - h_{f_0}' v_R|v_R| \}} \right] \quad (46)$$

$$h_P = h_R - B(v_P - v_R) - h_{f_0}' v_R|v_R| \quad (47)$$

・それ以外の分割点においては:

$$v_P = \frac{v_R + v_S}{2} + \frac{h_R - h_S}{2B} - \frac{h_{f_0}'}{2B} (v_R|v_R| + v_S|v_S|) \quad (48)$$

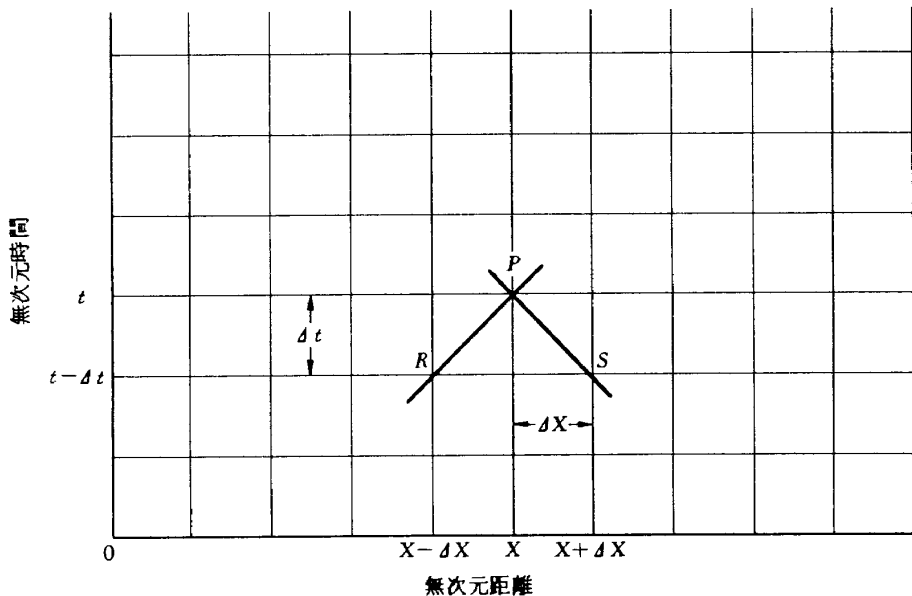


図 4 特性曲線法による計算

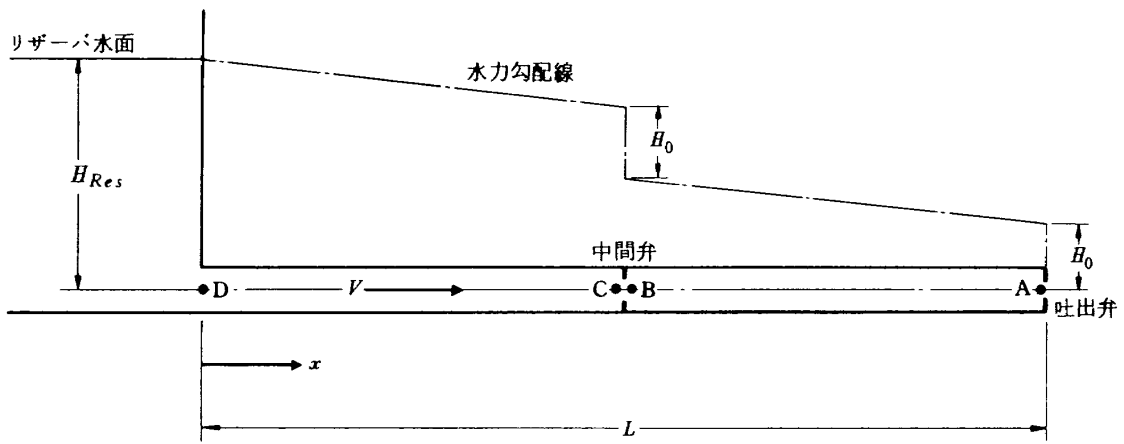
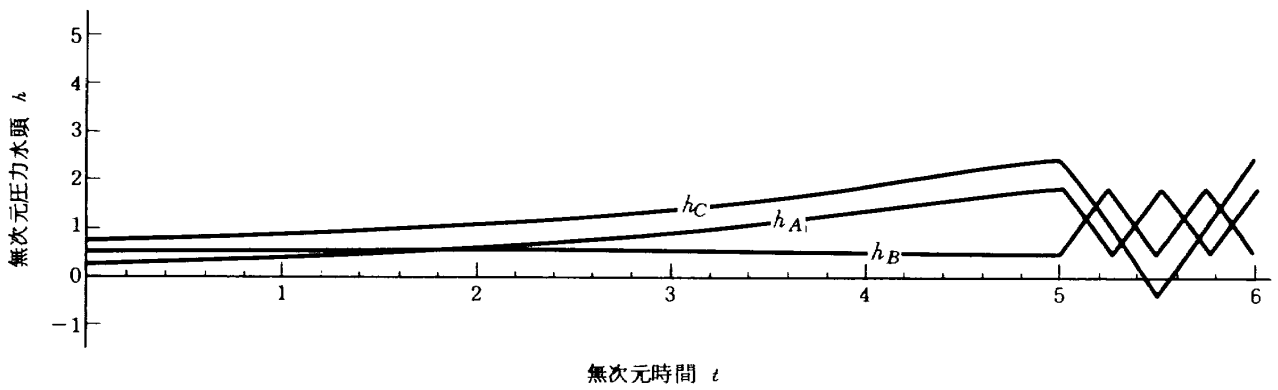
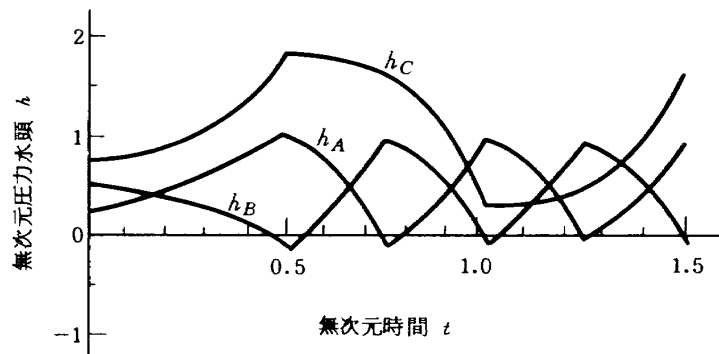


図5 管摩擦損失を考慮した場合の定常状態



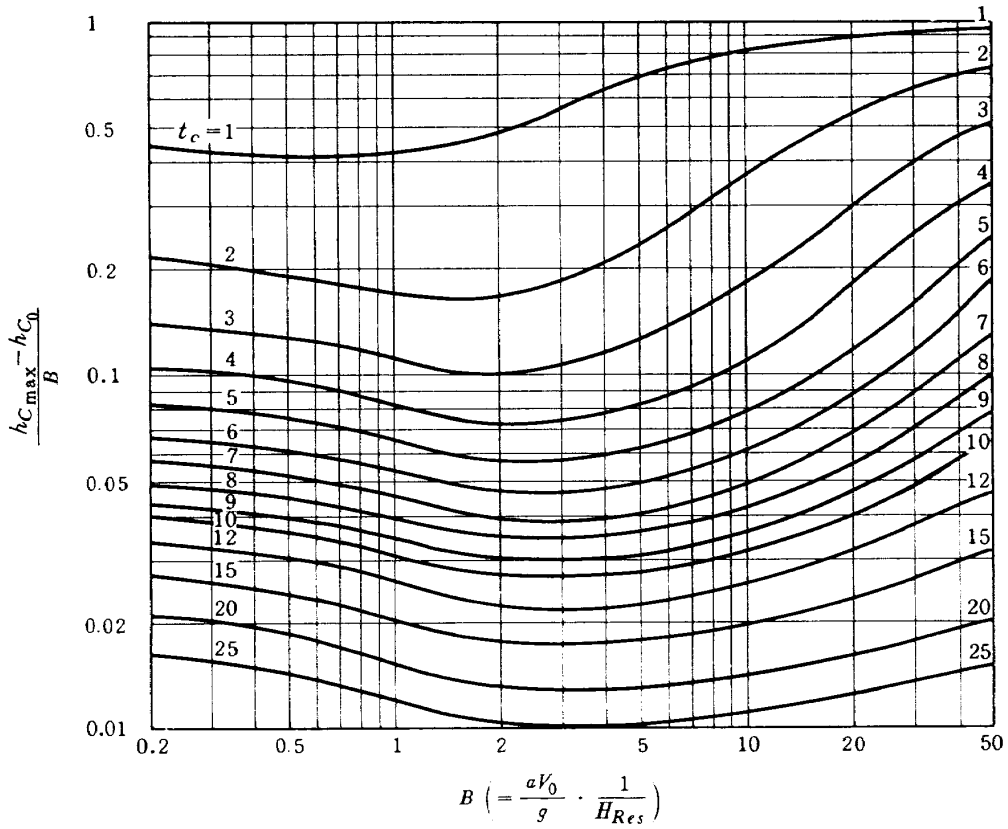
(a)  $B=10, h_{f_0}=0.5, t_c=5$



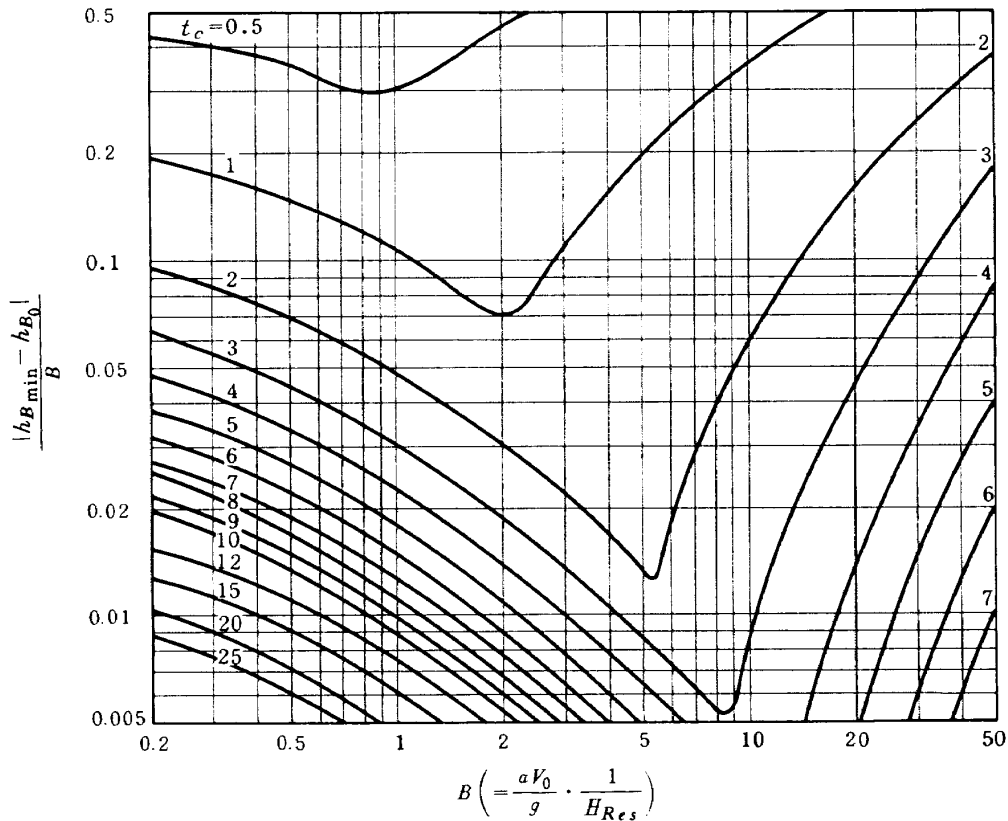
(b)  $B=1, h_{f_0}=0.5, t_c=0.5$

図6 計算結果の例

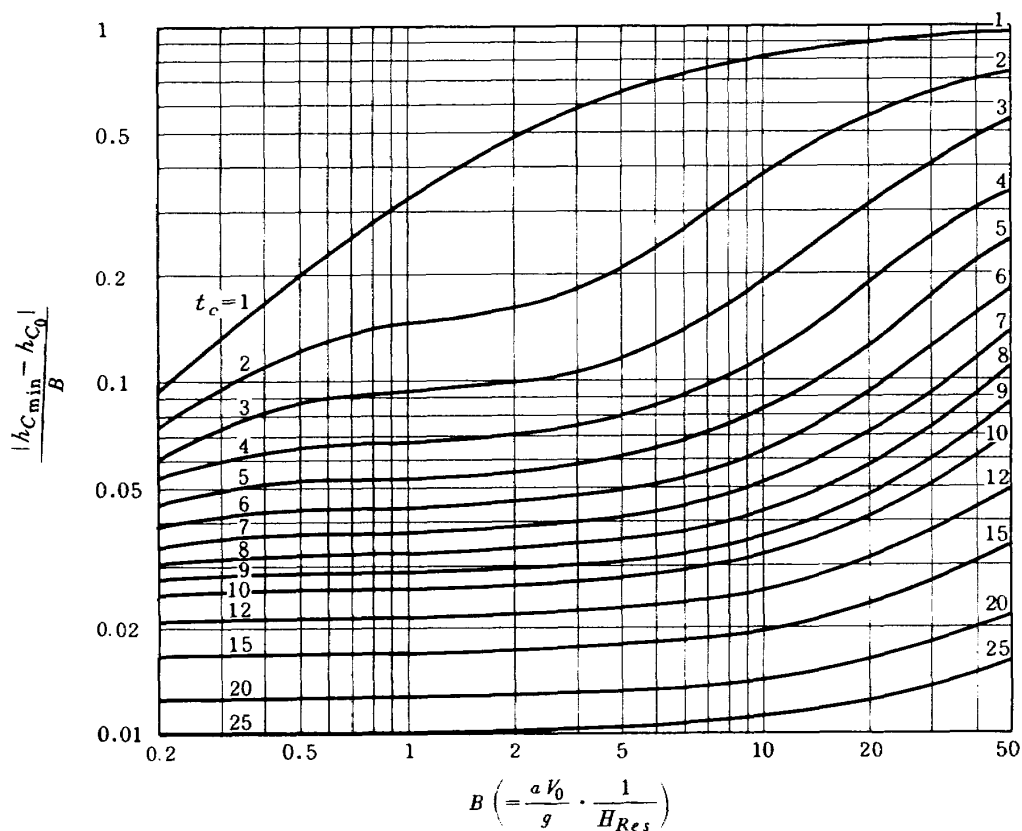




(a) 点Cにおける最大圧力上昇

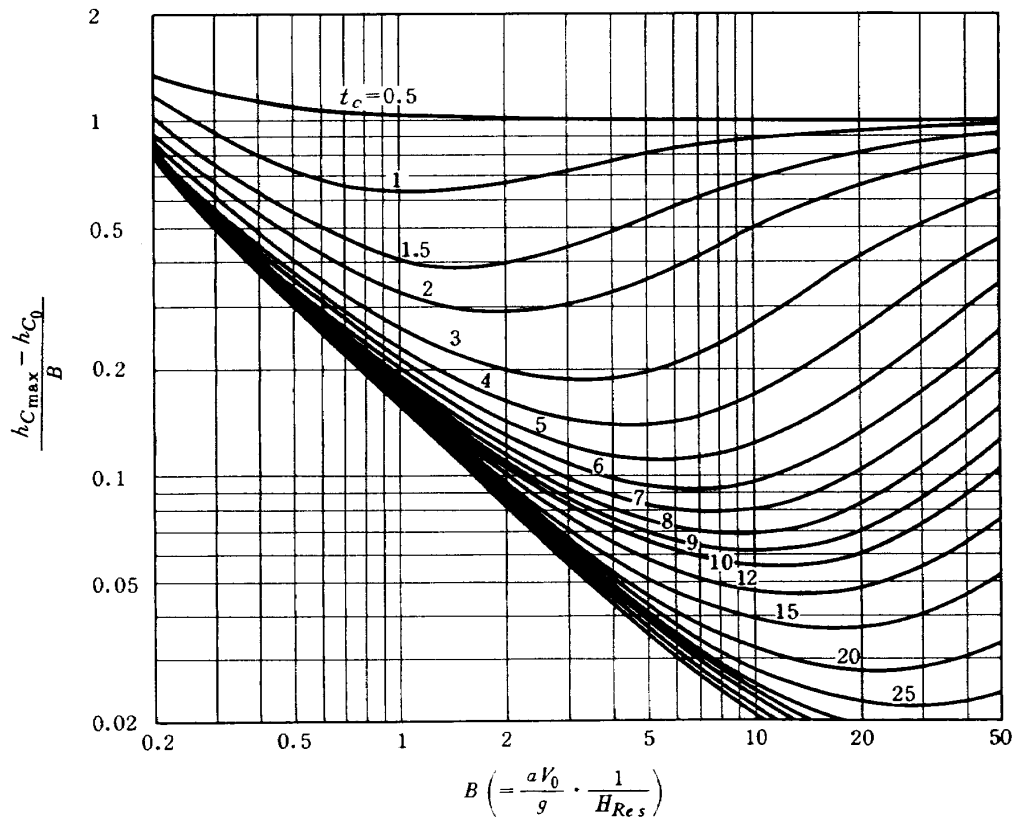


(b) 点Bにおける最大圧力降下

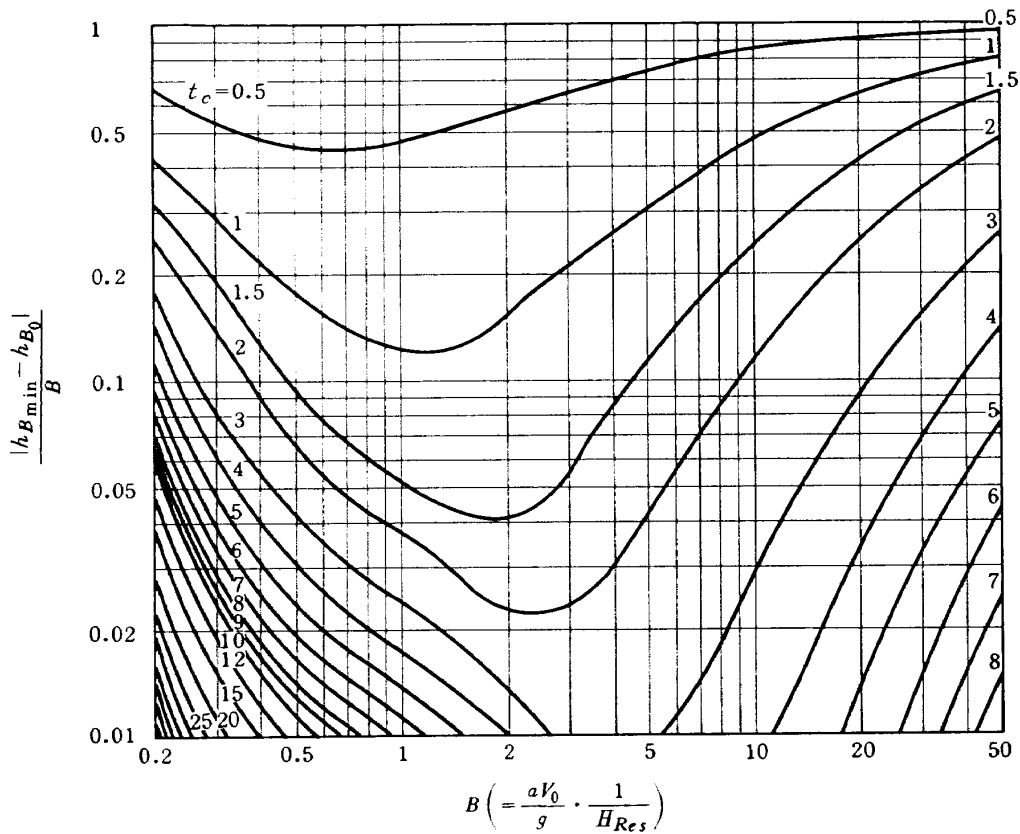


(c) 点Cにおける最大圧力降下

図7 水撃線図 ( $h_{f_0} = 0$ )



(a) 点Cにおける最大圧力上昇



(b) 点Bにおける最大圧力降下

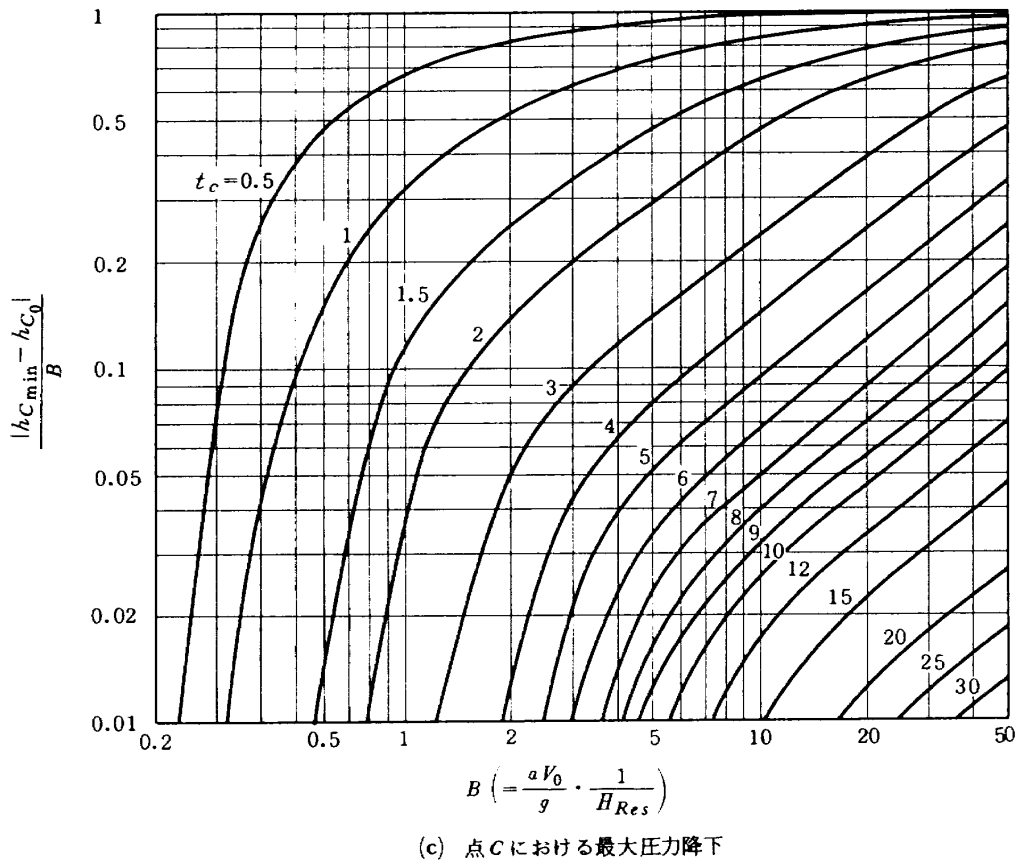
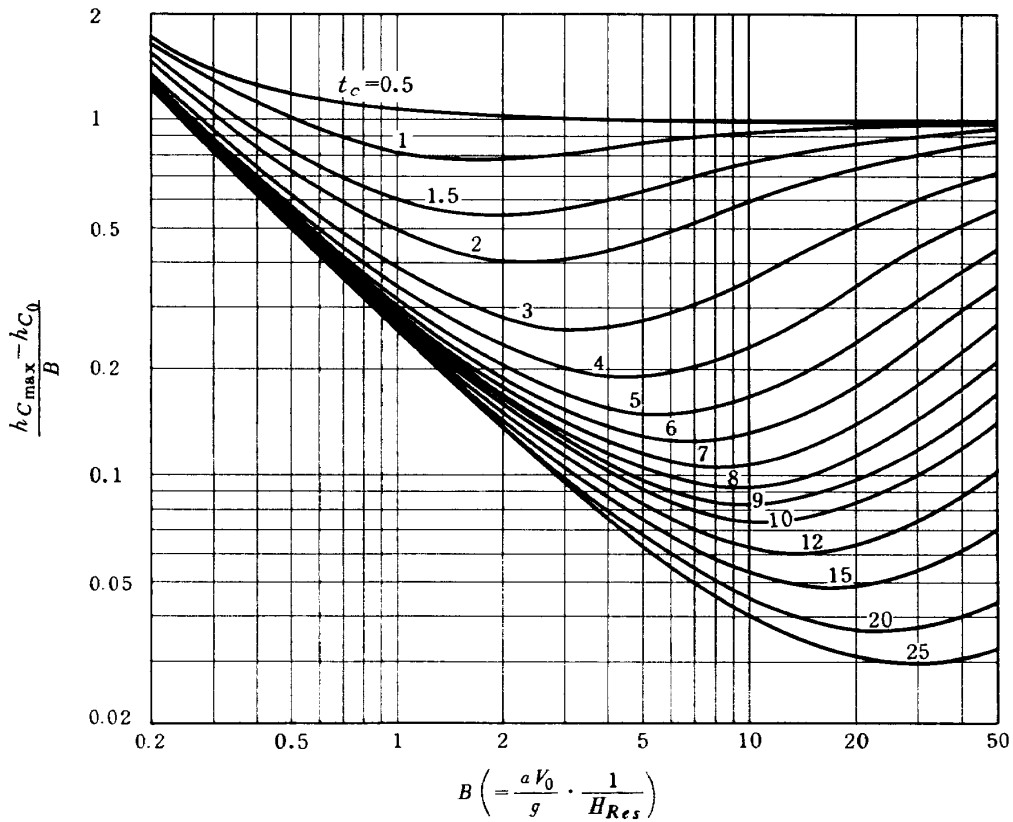
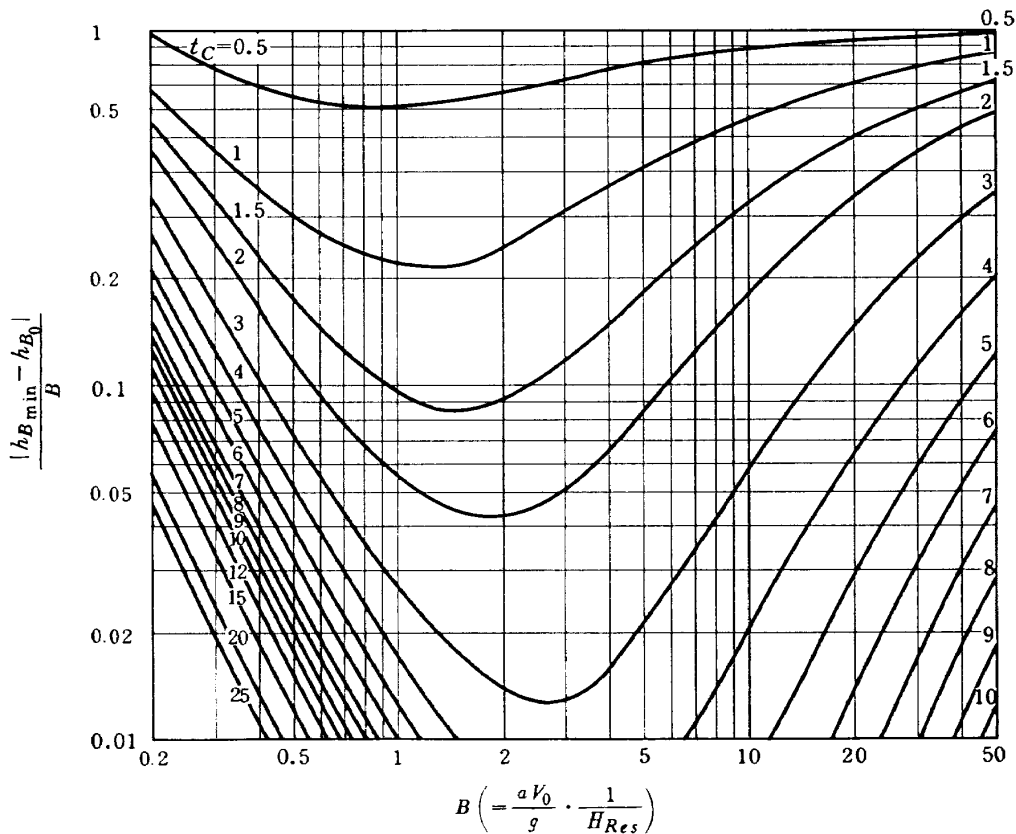


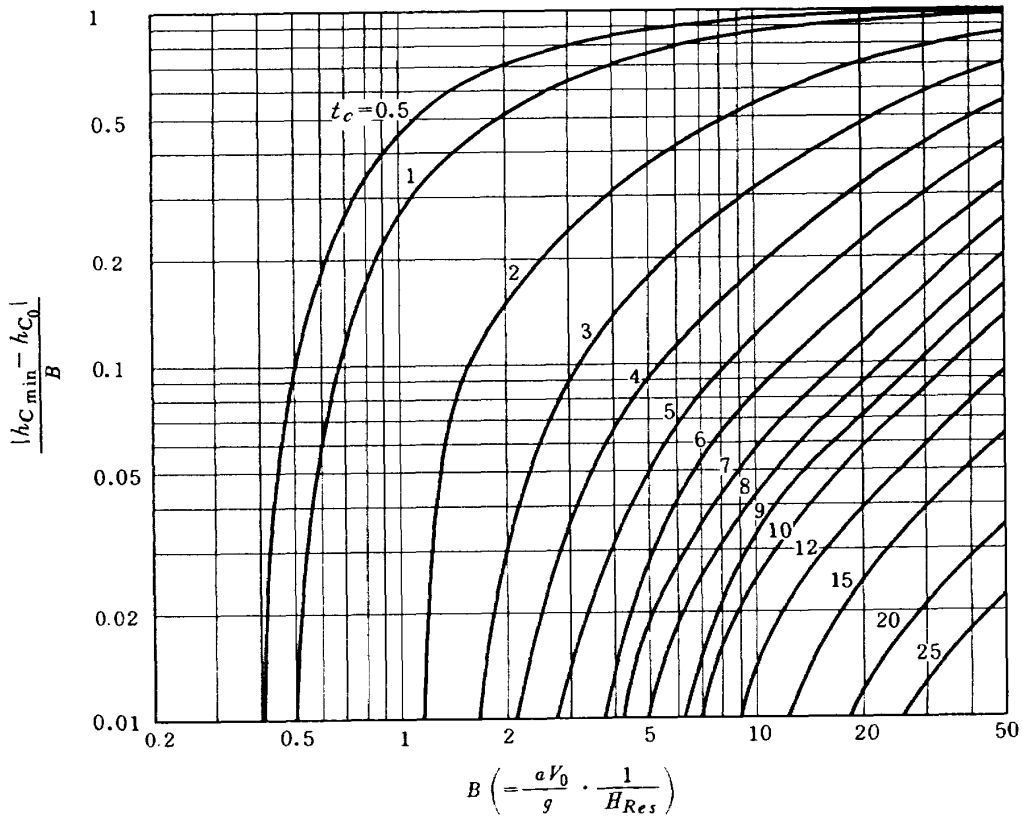
図8 水撃線図 (  $h_{f_0} = 0.3$  )



(a) 点Cにおける最大圧力上昇

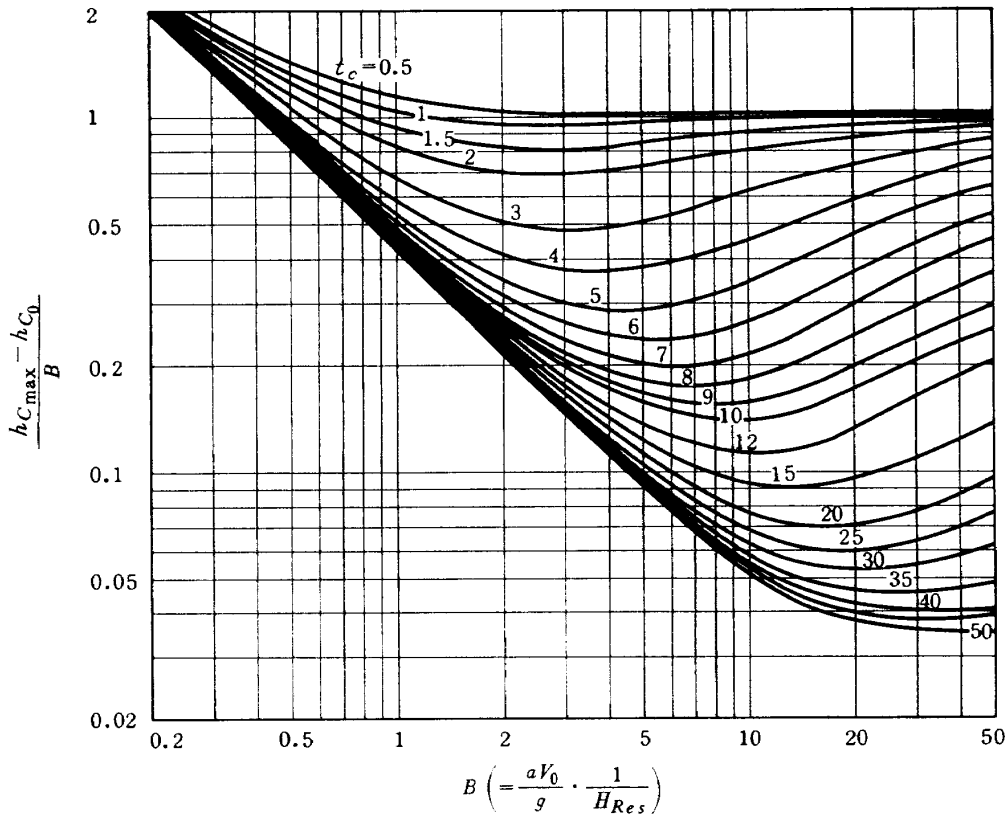


(b) 点Bにおける最大圧力降下

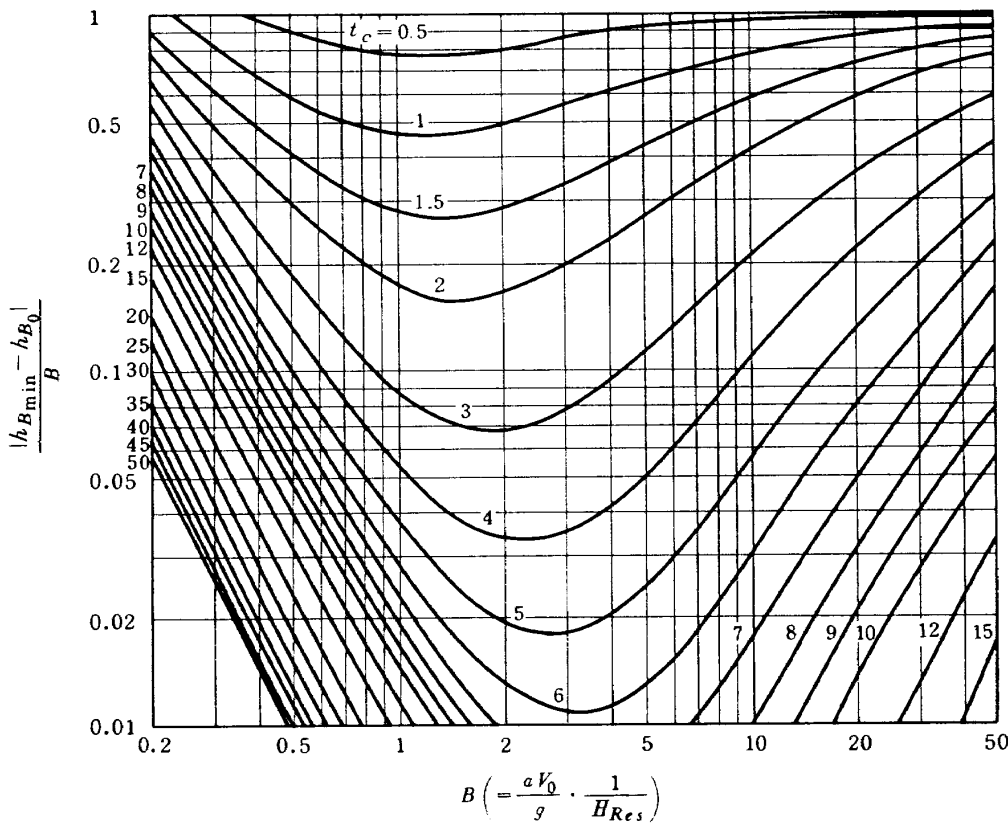


(c) 点Cにおける最大圧力降下

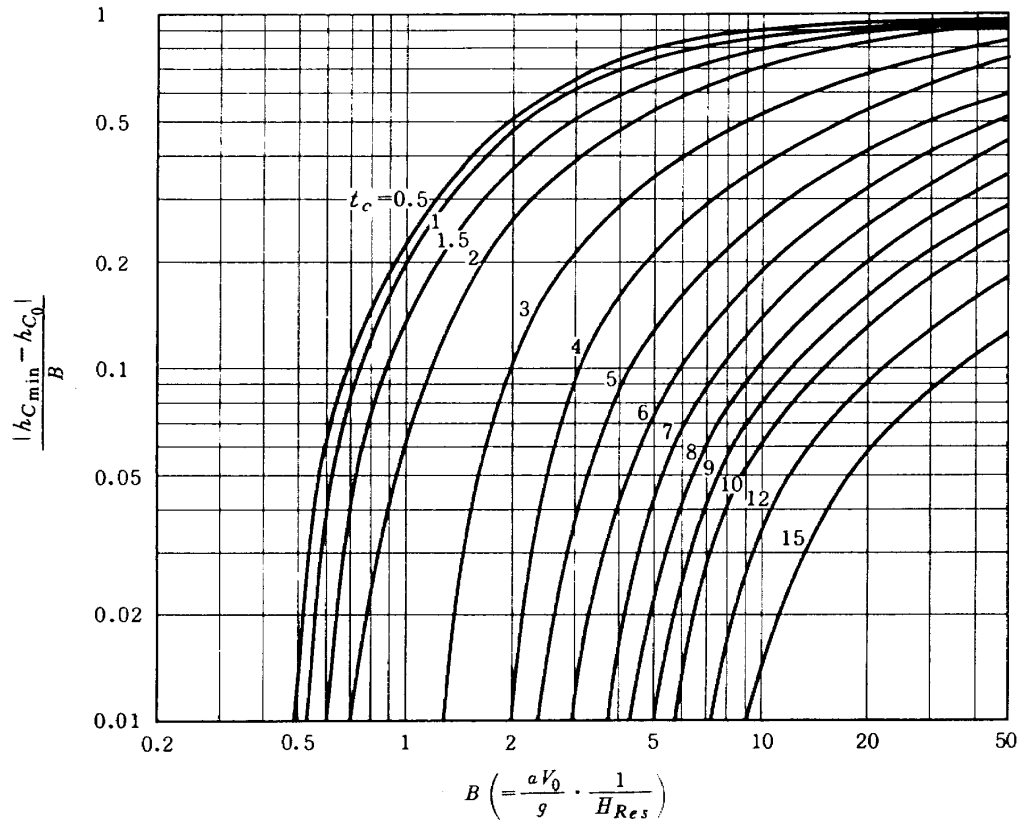
図9 水撃線図 (  $h_{f_0} = 0.5$  )



(a) 点Cにおける最大圧力上昇



(b) 点Bにおける最大圧力降下



(c) 点Cにおける最大圧力降下

図10 水撃線図 ( $h_{f_0} = 0.8$ )



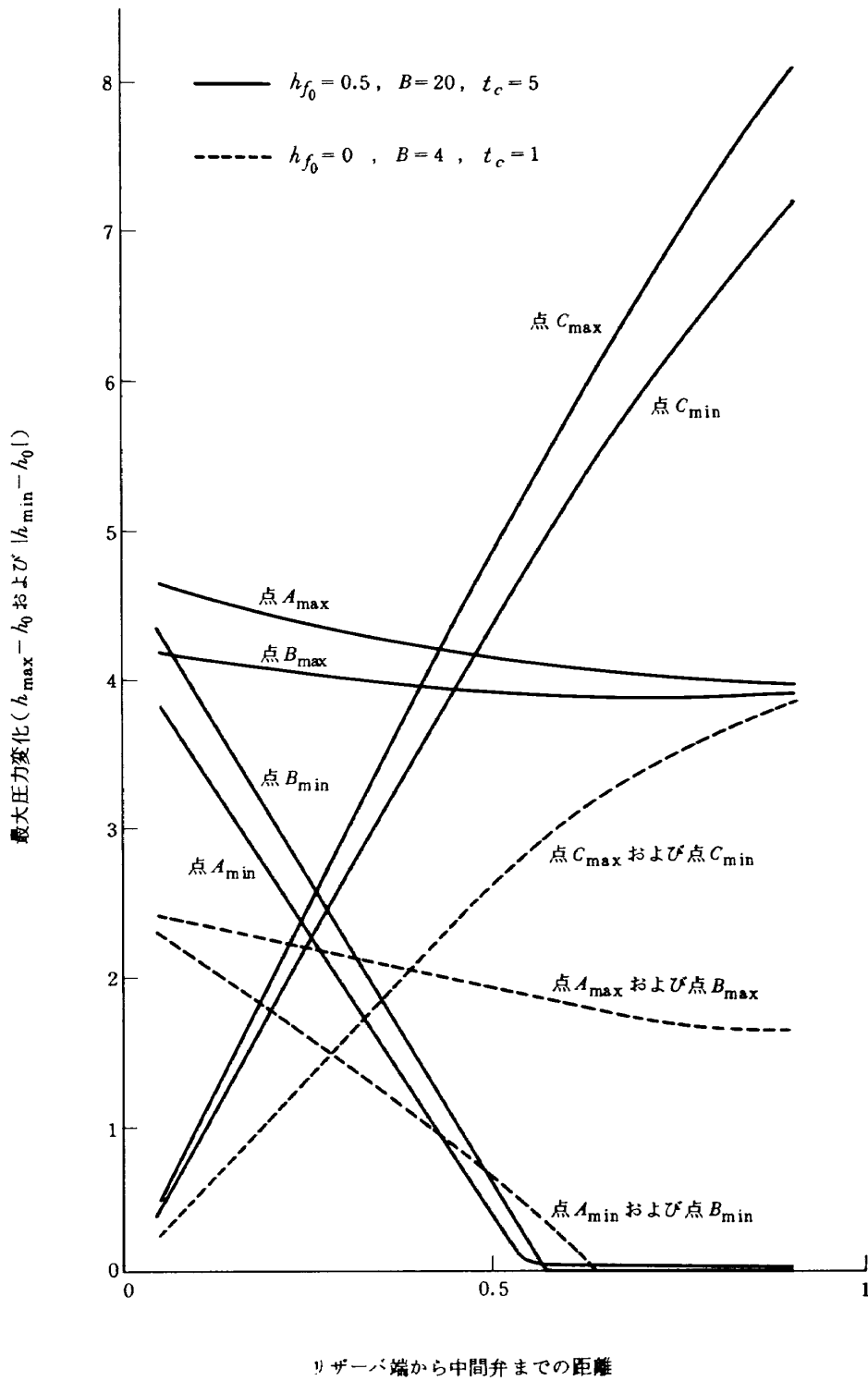


図 11 中間弁取付け位置の影響

$$h_p = \frac{h_R + h_S}{2} + \frac{B(v_R - v_S)}{2} - \frac{h_{f_0}'}{2}(v_R|v_R| - v_S|v_S|) \quad (49)$$

初期条件として、 $t=0$ における管路各点の状態が与えられているから(図5参照)、時刻  $t = \Delta t$  における各点の状態は式(41)～(49)によって計算できる。その際に、 $B$ および  $h_{f_0}'$ の値は管路系に固有の値として規定される。また  $h_0$ は、

$$h_0 = (1 - h_{f_0}') / 2$$

で求められ、弁を均等に閉じる場合には有効開口面積比  $\tau$ は、

$$\tau(t) = \begin{cases} 1 - t/t_c & (t \leq t_c) \\ 0 & (t > t_c) \end{cases}$$

で与えられる。ここで、 $t_c$ は弁閉鎖所要時間である。このようにして求めた  $t = \Delta t$  における値をもとに、再び式(41)～(49)を使って  $t = 2\Delta t$  における状態を計算できる。このような計算を続けることにより、水撃による圧力変動の様子を知ることができる。

図6は、 $B=10$ 、 $h_{f_0}'=0.5$ 、 $t_c=5$ および  $B=1$ 、 $h_{f_0}'=0.5$ 、 $t_c=0.5$ の場合の計算結果を示す。

ここでは定常状態における摩擦損失水頭がリザーバ水位の0%、30%、50%および80%の場合について、管路定数  $B$ および弁の閉鎖所要時間  $t_c$ を種々に変化させて、上述の方法により計算を行なった。中間弁を管路中央に設置し( $L_1 = L_2 = L/2$ )、2個の弁を同時に閉じる場合には、図6に示したように点Cの圧力が最も高くなり、管路定数  $B$ および弁閉鎖所要時間  $t_c$ の値によって点Bまたは点Cの圧力が最も低くなる。種々の管路定数  $B$ および弁閉鎖所要時間  $t_c$ の値に対する最大圧力変化( $h_{C_{\max}} - h_{C_0}$ 、 $h_{B_{\min}} - h_{B_0}$ および  $h_{C_{\min}} - h_{C_0}$ )の値について線図を作成すると、図7～10のようになる。これらの図は横軸に  $B$ をとり、縦軸に  $\Delta h_{\max}/B$ をとり、 $t_c$ をパラメータとして示してある。

図11は、中間弁の位置を変化させた場合の最大圧力上昇および最大圧力降下の変動の様子を示す。この図から、前章で述べたように、中間弁を吐出弁寄りに取付けるほど点Cにおける最大圧力上昇、最大圧力降下は大きくなり、点AおよびBの最大圧力上昇、最大圧力降下は小さくなる事が確かめられる。

## 5. 結 言

二個の弁を含む管路系において、二個の弁を同時に閉じる場合には、中間弁閉鎖により生ずる負の圧力波の影響で吐出弁閉鎖による圧力上昇がおさえられることを、波動理論を用いて説明し、中間弁の位置が最大圧力上昇

および降下に与える影響を明らかにした。また、定常状態における摩擦損失水頭が、リザーバ水位の0%、30%、50%および80%の場合について、両方の弁を同時にかつ有効開口面積が直線的に減少するように閉鎖するとき、管路中に発生する最大圧力上昇および最大圧力降下(点Bまたは点C)を求めるための線図を作成した。

実際に管路系において使用される円板形スルース弁では、横軸に弁開度、縦軸に弁の有効開口面積をとって弁特性を表わすと、開度70%以下のところではほぼ直線となっている<sup>(8)</sup>。したがって、このような弁を使って弁開度を時間とともに直線的に減少させる場合に対しては、本論文の線図が適用でき、石油パイプラインなどの長距離管路系におけるサージ圧力制御システムの設計などに大いに役立つものと考えられる。

しかしながら、実際に使用されるすべての弁において、弁開度を直線的に減少させれば、弁の有効開口面積が直線的に減少するとは限らない。ちょう形弁、孔つき平板形スルース弁、プラグ弁などでは、弁開度-弁有効開口面積特性は凹形の2次曲線に近い曲線となる<sup>(8)</sup>。したがって、これらの弁を使う場合のために、弁の有効開口面積が時間とともに2次曲線的に減少する場合についての線図を作成することも意義あることと考えられる。

終りに、本研究を行なうにあたり御指導いただいた前上智大学教授小堀威博士ならびに適切な助言と検討をいただいた上智大学教授高橋浩爾博士に深く感謝の意を表わす。

## 参 考 文 献

- (1) 秋元徳三：水撃作用と圧力脈動、(昭47) p.94, 日本工業新聞社。
- (2) 文献(1)：p.114。
- (3) Quick, R. S. : Trans. ASME, vol. 49 (1927), p.524。
- (4) 池尾, 小堀：機械学会論文集, 41巻342号(昭50.2) p.508。
- (5) Burnett, R. R. : Proc. Am. Petrol. Inst., Sect. V, Transportation, April, 1960。
- (6) Ralston, A. and Wilf, H. S. : Mathematical Methods for Digital Computer, (1960) p.165, John Wiley & Sons Inc.
- (7) Parmakian, J. (小堀・横山訳)：水撃解析法, (昭44), p.36, コロナ社。
- (8) 文献(7)：p.107。

---

## 航空宇宙技術研究所報告442号

昭和51年1月発行

発行所 航空宇宙技術研究所  
東京都調布市深大寺町1880  
電話武蔵野三鷹(0422)47-5911(大代表)〒182  
印刷所 株式会社 共 進  
東京都杉並区久我山4-1-7(羽田ビル)

---