

自動車用アンチロックブレーキシステムの液柱分離の解析

荻野弘彦^{*1}

Analysis of Fluid Column Separation of Antilock Braking System of Vehicles

by

Hirohiko OGINO

(Received on September 30, 2005 & accepted on January 14, 2006)

Abstract

The fluid column separation occurring in the pressure control line of the antilock braking system (ABS) of vehicles was analyzed by numerical simulations, and the results were compared with those obtained experimentally. As the experimental setup, the ABS for passenger cars installed on a test stand was used. The pressure fluctuation was measured with a pressure sensor installed on the pressure control line. Four cases of numerical simulation were studied. The calculation method was the characteristic curve method, and the viscosity-elasticity model was used for the braking hose. The first case of simulation was one in which a model with no fluid column separation was used. The other cases used models that differed with respect to the handling of the gas column structure. The simplest model was the one that took no account of the generation mechanism and the structure of the gas column. Other models considered the generation mechanism and the structures of the gas column, which were a single large bubble of air and a group of minute bubbles. In this paper, the limitation of calculation with no model and the validity of the models were described.

Keywords: Antilock braking system, Fluid column separation, Cavitations, Numerical analysis, Structure of gas column.

1. 序論

近年、自動車の安全性を向上させるためにさまざまな安全装備が開発、装着されるようになっている。この中でほとんどすべての車両に取り付けられているのがアンチロックブレーキシステム（以下ABS）である。アンチロックブレーキシステムは濡れたり凍結したりした路面上で制動したとき、車両が運動しているにもかかわらず、タイヤが回転を停止した状態、すなわちタイヤロック状態で作動し、車両の運動方向制御を可能になるとともに、できるだけ短い距離で停車させる装置である。

ABSはタイヤがロックすると強制的にブレーキ液圧を低下させ、タイヤロック状態を解除する。その後、タイヤ・路面間のまさつ係数がもとと大きな値を保つようにブレーキ液圧を増加、一定圧力への保持、減圧を行い、タイヤの回転を制御する。

これまでの研究から、タイヤロック状態を解除し、ブレーキ液圧を増加させる時に、ABS液圧ユニット内の制御弁と接続された配管内に液柱分離が発生し、大きな圧力変動を生じることが知られている⁽¹⁾⁻⁽³⁾。ABSを設計する際には制御弁開閉時の昇圧量を予測することが重要である。しかし、これまでには液柱の再結合時に発生する圧力変動の大きさ、再結合に要する時間、再結合後の昇圧量を正確に予測することができなかつたため、ABSの開発に多大な時間とコストを要しているのが現状である。

これまでに液柱分離発生時の圧力変化を予測しようとするさまざまな研究が行われてきた⁽⁴⁾⁻⁽²¹⁾。しかし、これまでの研究は

配管内の定常的な流れを制御弁で閉鎖・開放するような場合を対象としている。また、配管長さに対して気柱の長さは比較的短い場合が多く、数値解析により予測しようとするこれまでの試みでは、配管を格子分割する際に気柱の長さは一格子点を越えないとしたものがほとんどである。

一方、ABSの場合は閉鎖されたブレーキ配管内でブレーキ液圧を制御するため、定常的な流れが非常に小さい状態の下で液柱分離が発生する。さらに配管出口がホイールシリンダに接続され、閉鎖された状態であるために逆圧力勾配下で液柱分離が発生する。このために従来の研究で対象とされていたような定常流れの液柱分離とは異なる現象が確認されている⁽³⁾。また、従来の数値解析とは異なり、気柱の長さが配管長さの50~60%に達するため⁽¹⁾、従来の手法を適用することが困難である⁽¹⁸⁾。

そこで、本研究ではABSで発生する液柱分離を正確に予測できる手法を確立することを目的としている。本報告は可視化実験結果にもとづいて気柱部の構造を考慮した液柱分離モデルを使用するとともに、気柱長さが一格子点を越えるような場合の解析を行い、実験結果と比較することにより、本解析手法の問題点と有効性について述べたものである。

2. 主な記号

c : 音速, d : 粘性減衰係数, g : 重力加速度, H : 圧力ヘッド, h_f : 粘性抵抗, k : ばね定数, m : 質量, P : 圧力, P_1 : 開弁直後に発生するサージ圧力の大きさ, P_2 : 液柱の再結合時に発生するサージ圧の大きさ, P_v : 鮫和蒸気圧, q : 流量, r : 半径, t : 時間, T_o : 開弁時間, T_c : 負圧継続時間, V : 流速, x : 座標,

* 1 工学部、動力機械工学科助教授

δ : 肉厚, ε : ひずみ, ρ : 密度, κ : 比熱比

3. 実験装置および方法

3.1 ABS の構成と働き

Fig.1 に対象とする 3ch 型 ABS の構成を示す。前左右輪を制御するためにそれぞれ 1 系統、後 2 輪を一括して制御するためには 1 系統の圧力制御装置がある。3 つの系統は同様の構成となっており、1 つの系統は 2 つの ON-OFF 型電磁弁とピストンポンプにより構成される。IN 弁は常開弁でブレーキ液圧を増加させるときに作動する。OUT 弁は常閉弁でホイールシリンダ（以下 W/C）と減圧用ピストンポンプの間に設けられ、ブレーキ液圧を減圧するときに動作する。IN 弁は内径 0.7mm の弁座を直徑 1.5mm のニードルで開閉するボッペット型の弁である。ニードル先端は半球状になっており、ストロークは 0.5mm である。

タイヤロックが発生すると ABS は IN 弁を閉じ、ピストンポンプを作動させて W/C 圧力を大気圧まで減圧する。その後、OUT 弁を閉じて IN 弁を間欠的に開閉して W/C 圧力を徐々に上昇させる。この時、IN 弁下流側の W/C 配管内に液柱分離が発生する。

3.2 実験装置の構成と実験方法

Fig.2に実験装置の構成を示す。実験装置は既報と同様で⁽¹⁾⁻⁽³⁾、実車用ABSを台上に設置して使用した。マスターシリンダー(以下M/C)は普通乗用車用のプロポーショニングバルブつきタンデム型を使用した。W/Cにはベンチレートタイプのディスクブレーキを使用した。W/Cは前輪1系統のみに設置し、他はABSユニットのコネクタ部に栓をして閉鎖した。

ブレーキチューブは鋼製の2重巻き钢管で内径3.36mmである。ブレーキホースはゴムとポリエチル樹脂の多層構造で内径3.1mm、静的ばね定数は $1.64 \times 10^5 \text{ N/cm}$ である。

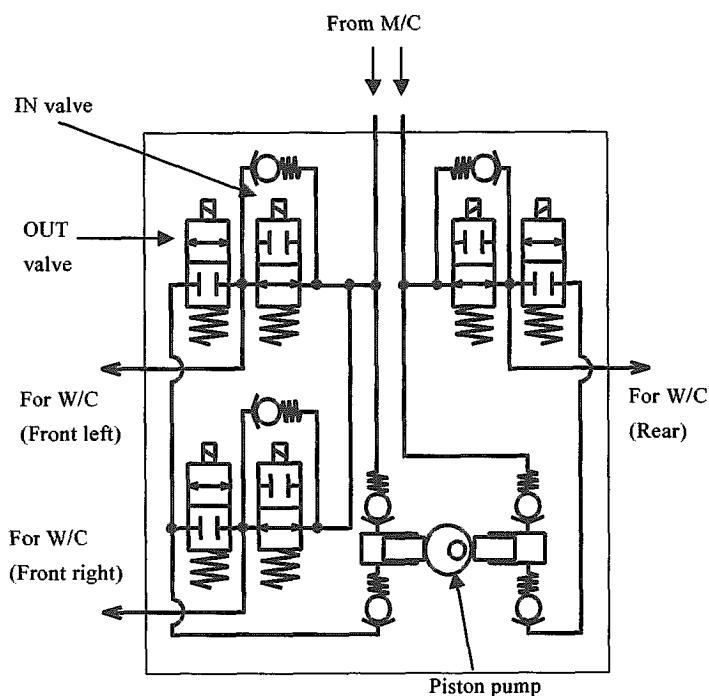


Fig.1 Hydraulic circuit of ABS unit

ブレーキ液には一般的な乗用車に使用されるグレード DOT3 の
非鉱物油系を使用した。新油の体積弾性係数は 1650 MPa、動粘
度は $0.185 \text{ cm}^2/\text{s}$ 、密度は $1.04 \times 10^3 \text{ kg/cm}^3$ で、音速は 40.2 m/s と
なる。

M/C 配管の ABS ユニット上流 10cm の位置にひずみ型圧力ピックアップ、W/C 配管の ABS ユニット下流 10cm の位置に圧電型圧力ピックアップを取り付けた。M/C に取り付けられたブレーキペダルはエアシリンダにより押圧した。ひずみ型圧力センサにより M/C 配管内圧力を測定し、コンプレッサとエアシリンダの間に設けたレギュレータにより空気圧を調整することにより押圧力を決めた。液柱分離発生時のブレーキ液圧の変化は圧電型圧力ピックアップにより測定した。

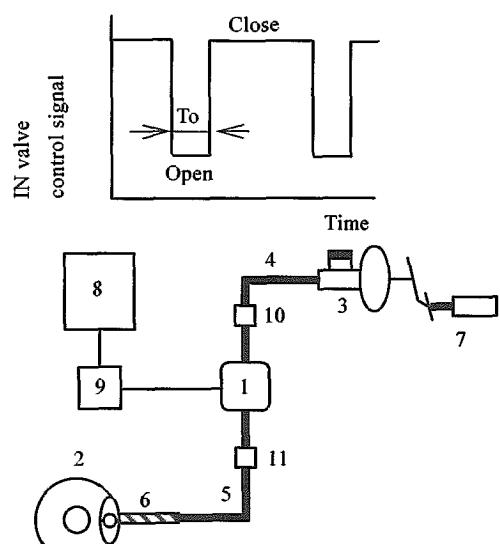
また、既報と同様に ABS ユニット W/C 側に透明な配管を接続し、高速度カメラを使用して、気柱の発生状態を観測した。

実験はまず、IN弁を閉鎖してエアシリンダによりブレーキペダルを押圧し、IN弁上流側の配管内を 12 MPaとした。その後、矩形波状の開閉信号を IN弁に与えて開閉し、W/C 配管に設けた圧電型ピックアップにより圧力の時間変化を測定した。なお、以降開弁信号の時間を開弁時間 T_0 と呼ぶ。可視化も同様にして行った。

4. 数值解析

4.1 解析モデル

Fig.3 に使用した解析モデルを示す。実験と同様に W/C 1 系統のみをモデル化した。さらに、液柱分離の発生する増圧時のみ解析したので、ABS ユニットは IN 弁に置き換えた。



1: ABS hydraulic unit, 2: Wheel cylinder (W/C), 3: Master cylinder (M/C), 4: Master cylinder line (Brake tube, Inner diameter 3.36mm, Length 1m), 5: Wheel cylinder line (Brake tube, Inner diameter 3.36mm, Length 1m), 6: Braking hose (Inner diameter 3.1mm, Length 0.3m), 7: Air cylinder, 8: Function generator, 9: ABS control unit, 10: Strain pressure head, 11: Piezoelectric pressure head

Fig.2 Experimental setup

M/C は一定圧力減とした。W/C はバネと粘性減衰器に接続されたピストン・シリンドラによりモデル化した。ピストン質量、バネ定数、粘性減衰係数は実験的に求めた。IN 弁は開口面積の変化するオリフィスとしてモデル化した。配管の内径、長さ等は実験に合わせた。

解析にあたりブレーキチューブは剛管、ブレーキホースは粘弾性管とした。Fig.4 にホース管壁の粘弹性モデルを示す。2つのバネと1つの粘性減衰器で構成される3要素フォークトモデルを使用した。これらの要素の特性も実験的に求めた。

4.2 波動方程式

次の仮定のもとで配管内流れの運動方程式と連続の式を求めた。

- (1) ブレーキ液は圧縮性の粘性流体である。
- (2) 配管の半径方向の流速は管軸方向の流速に比較して非常に小さい。
- (3) 配管内の管軸方向平均流速は音速に比較して非常に小さい。
- (4) ブレーキチューブは剛管である。

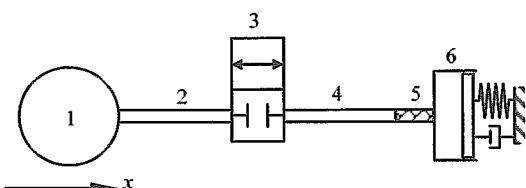
仮定より、配管内の流れは管軸方向の一次元流れと考えることができると、運動方程式と連続の式に特性曲線法を適用すると波動方程式は以下のようになる。

$$\begin{cases} \frac{g}{c} \frac{dH}{dt} + \frac{dV}{dt} + gh_f + \xi = 0 \\ \frac{dx}{dt} = c \end{cases} \quad (1)$$

$$\begin{cases} -\frac{g}{c} \frac{dH}{dt} + \frac{dV}{dt} + gh_f - \xi = 0 \\ \frac{dx}{dt} = -c \end{cases} \quad (2)$$

式(1)は配管内を $+x$ 方向へ伝播する波動を表し、式(2)は $-x$ 方向へ伝播する波動を表している。ここで、 h_f は粘性抵抗を表す。本解析では非定常粘性抵抗を使用した⁽²²⁾。式(1)、(2)を差分化して連立させることにより、配管各部の圧力、流速の時間変化を求めた。この時、式(1)、(2)それぞれの第2式が成立するように距離刻みと時間刻みの比が音速になるように設定した。

ξ はブレーキホースの変形による影響を表す。従って、ブレーキチューブでは $\xi=0$ である。ホース外径は変化せず、肉厚のみが変化すると仮定し、ホース管壁の変形を、粘弹性モデルを



1: Master cylinder, 2: Master cylinder line(Inner diameter 3.36mm, Length 1m), 3: IN valve, 4: Wheel cylinder line(Inner diameter 3.36mm, Length 1m), 5: Brake hose(Thickness of wall 0.325mm, Inner diameter 3.1mm, Length 0.3m), 6: Wheel cylinder(m = 4.41kg, k = 6.35x10⁵N/cm, d = 10.0 Ns/cm)

Fig.3 Analysis model

考慮して求めた。連続の式に管壁の変形による流量の変化を与える、波動方程式を誘導する式は以下のようになる。

$$\xi = c \left(T_A P_0 \frac{r_0}{r} - T_B \frac{\varepsilon}{r} \right) \quad (3)$$

$$T_A = \frac{2r_0}{\delta d_h} \left(\frac{k_2}{k_1} \right) \quad (4)$$

$$T_B = \frac{2r_0 k_2}{d_h} \quad (5)$$

ここで、 r_0 はブレーキホース内が大気圧 P_0 時のホース内半径、 r は圧力ヘッド H が働いているときの内半径である。

4.3 初期条件、境界条件と計算方法

M/C の圧力は 12MPa 一定とした。M/C 出口流速は式(2)より求めた。IN 弁の流量係数は $\alpha=0.7$ とした。W/C 入口の流速は次の手順で求めた。まず、W/C 内で圧縮する液量、ピストンが変位した部分の容積と W/C に流入する流量の連続の式から流入流量を求めた。この流入流量を W/C 入口配管の断面積で割ることにより流速を求めた。圧力は波動方程式(1)より求めた。ピストン変位はピストンの運動方程式を解くことにより求めた。

計算は次の手順で行った。まず、IN 弁を閉じ、M/C と IN 弁上流側配管(以下 M/C 配管)内を 12MPa、IN 弁下流側配管(以下 W/C 配管)内、ブレーキホース内、W/C を大気圧とする。次に開弁時間 T_0 だけ開弁し、M/C 側から W/C 側へブレーキ液を流入させ、WC 配管の IN 弁から 10cm の位置の圧力の時間変化を求めた。

4.5 液柱分離モデル

数値解析として液柱分離モデルのない場合、気柱の構造を無視した場合(蒸気モデル)、気柱部をひとつの空気塊とした場合(ガスモデル)、気柱が微細な気泡で構成されたとした場合(気泡モデル)の4種類の計算を行った。

液柱分離モデルのない場合は発生メカニズム、気柱の構造等は考慮しない。計算により求められた圧力が真空まで低下した時に、圧力を真空圧 0MPa に置き換えた。

蒸気モデルは気柱の発生メカニズム、構造を無視し、圧力が飽和蒸気圧 P_v まで低下したときに液柱分離が発生したとする

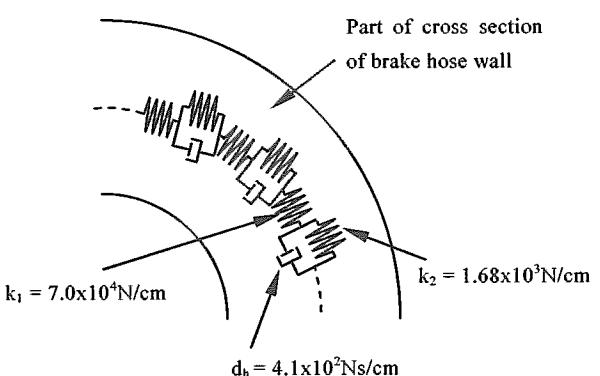


Fig.4 Visco-elastic model of brake hose

ものである。気柱内部は空気とし、気柱の気液界面におけるブレーキ液の蒸発はないとして気柱内部の圧力は飽和蒸気圧 P_v 一定とした。従来の研究では、気柱の長さは一格子点を越えないとしているが、本研究では気柱が一格子点を越えて成長するとした。具体的には、気柱左端 (IN弁側) から気柱に流入する流量 q_1 と右端 (W/C側) で気柱から流出する流量 q_2 の差から、気柱の容積を求めた。

$$P_c = P_v \quad (6)$$

$$\frac{dV_a}{dt} = q_2 - q_1 \quad (7)$$

気柱容積が 0cm^3 になった時、液柱分離が終了したと判断した。ガスモデル、気泡モデルにおける液柱分離の開始、終了判断、ならびに、気柱容積の計算は蒸気モデルと同様である。また、気柱は空気で構成され、ブレーキ液の蒸発がないとするのも同様であるが、液柱分離の発生メカニズムを次のように考える。

ブレーキ液圧を上昇させるためにIN弁が開くと、絞り部の開口面積が小さいためにエアレーションが発生する。開弁時間 T_o が経過し、IN弁が閉じると絞り部を通過するブレーキ液は無くなる。しかし、W/C配管内を流下するブレーキ液柱はすぐに停止できないため、IN弁のW/C側で圧力が低下し、ついには飽和蒸気圧 P_v まで低下する。この時、エアレーションにより発生した空気が低圧にさらされ、成長して気柱となる。

一般に作動油中に含まれている空気は作動油量の10%程度なので、ブレーキ液の空気含有率 $\alpha_a=0.1$ とし、エアレーションにより発生する空気量 V_g をIN弁通過流量の10%と見積もった。

$$V_g = \int \alpha q_1 dt \quad (8)$$

ガスモデルでは気柱は単一の空気塊と考える。 V_g の空気が断熱膨張すると考えれば、気柱内部の圧力は次のようになる。

$$P_c = P_v + P_0 \left(\frac{V_g}{V_a} \right)^{\kappa} \quad (9)$$

気泡モデルでは気柱が微細な気泡の集合と考え、気柱内部の圧力を見積もる際に、気泡の表面張力の影響を考慮する。

$$P_c = P_v + P_0 \left(\frac{V_g}{V_a} \right)^{\kappa} - P_v \left(\frac{V_g}{V_a} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (10)$$

5. 結果および考察

5.1 実験結果と液柱分離モデルなしの結果との比較

Fig.5に開弁時間 $T_o=3\text{ms}$ の場合の実験結果と液柱分離モデルのない計算結果の比較を示す。

実験結果では、開弁直後に大きな圧力のピークが発生している。このピーク圧力の大きさを P_1 とする。 P_1 発生後、圧力は大気圧以下に低下している。以下、大気圧よりも圧力が低下している領域を負圧領域と呼び、大気圧よりも低下したしている時間を負圧継続時間 T_c と呼ぶ。 T_c 経過後、再び圧力は上昇し、第2のピークが発生している。これを再結合圧力と呼び、その大きさを P_2 とする。

IN弁が開くと、大気圧で静止状態のW/C配管内のブレーキ液を、IN弁上流の高圧のブレーキ液が加速させる。このため開弁直後に P_1 が発生する。この時、液柱分離は発生していないため、特性曲線法による計算結果の P_1 は実験結果とよく一致している。

T_c の間、W/C配管内には気柱が発生し、大気圧よりも低い圧力になっている。W/C配管内のブレーキ液はW/C方向へ流下し、停止した後に気柱をつぶしながら逆流する。本実験で使用した圧力ピックアップは大気圧以下の圧力測定に対応していないため、真空よりも小さな値を示しているが、負圧になっている時間を求めることはできる。計算では液柱分離を考慮していないため、 T_c の長さは大きく異なっている。

T_c 経過後に発生する再結合圧力 P_2 はW/C配管内のブレーキ液が気柱をつぶしながら逆流し、IN弁に衝突することにより発生する。液柱分離モデルを考慮していない計算結果では、気柱の影響を考えていないため実験結果と大きく異なる。

さらに実験結果では第2、第3の低圧部が発生し、液柱分離が繰り返し生じているが、計算では発生していない。また、圧力変動が減衰した後のW/C圧力の定常値、すなわち、開弁1回あたりの昇圧量 ΔP も異なっている。

以上から、液柱分離モデルを考慮しない計算では、 P_1 を求めることはできるが、負圧継続時間 T_c 、再結合圧力 P_2 、昇圧量 ΔP は予測できないことがわかった。

5.2 蒸気モデルを用いた場合の解析結果

Fig.6に蒸気モデルの結果を示す。気柱体積を考慮することにより T_c が大きくなり、実験結果に近くなっている。 P_2 も大きくなっているが、実験結果より大きな値を示している。 P_2 はW/CからIN弁の方向へ逆流した液柱がIN弁に衝突することにより発生する。すなわち、 P_2 の大きさは逆流流速の大きさに依存する。逆流流速はIN弁部分とW/C部分の圧力差により決まるが、液柱分離が発生するとIN弁直下は気柱となるので、気柱内圧力とW/C部分の圧力の差により P_2 の大きさは決まることになる。従って、 P_2 の大きさが実験結果よりも大きくなるということは、気柱内圧力を飽和蒸気圧に置き換えるだけでは、液柱分離モデルとして不十分であり、気柱の構造を考慮する必要性を示していると考えられる。

一方、液柱分離モデルを考慮しない場合には現れなかつた第

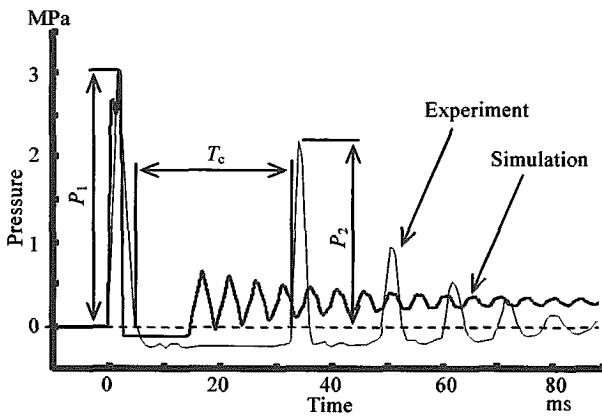


Fig.5 Pressure change in W/C line
(No model, $T_o = 3\text{ms}$)

2回目以降の液柱分離が蒸気モデルでは現れている。しかし、実験に比較して、負圧時間が長く再結合圧力も異なっている。第2回目以降の液柱分離は再結合時圧力とW/C部圧力の差圧によりW/C方向へ液柱が加速され、IN弁部分の圧力が再び低下することにより発生する。従って、再結合圧力が実験より高く、また、気柱部のモデル化が不十分な蒸気モデルでは精度良く第2回目以降の液柱分離を求めることができないと考えられる。

5.3 ガスモデルを用いた場合の解析結果

Fig.7にガスモデルの結果を示す。実験結果に対して、解析結果の負圧継続時間 T_c と再結合圧力 P_2 は蒸気モデルよりも大きくずれてしまっている。一方、第2回目以降の液柱分離における負圧継続時間は蒸気モデルよりも短くなっている。

Fig.8に同一条件における可視化結果を示す。図では左端がIN弁下流側10mmあたり、右側がW/C方向である。 T は圧力が負圧に低下した時間を0msとした経過時間を示している。 $T=14\text{ ms}$ までは気柱がW/C方向へ流下し、その後、IN弁方向へ逆流していることがわかる。気柱は微細な空気泡で構成されている。ガスモデルでは気柱の発生メカニズムを考慮するとともに、気柱の構造をひとつの大きな空気の塊と見なしている。このため、IN弁を通過したブレーキ液から発生するキャビテーション気泡が断熱膨張するというガスモデルでは正しく気柱内圧力を見積もることができず、実験結果との間に差が生じたと考えられる。

一方、蒸気モデルとは異なり、気柱発生時の核となるキャビ

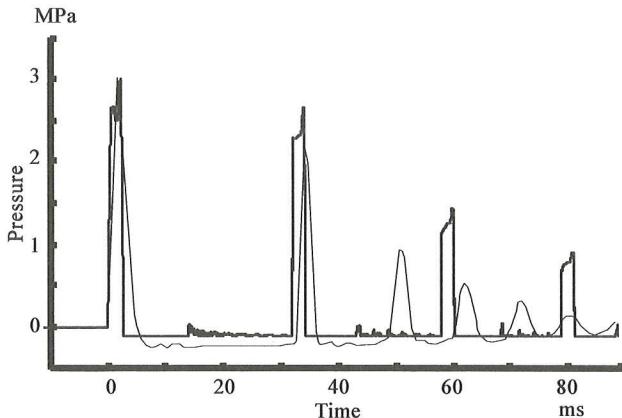


Fig.6 Pressure change in W/C line
(Vapor model, $T_0 = 3\text{ ms}$)

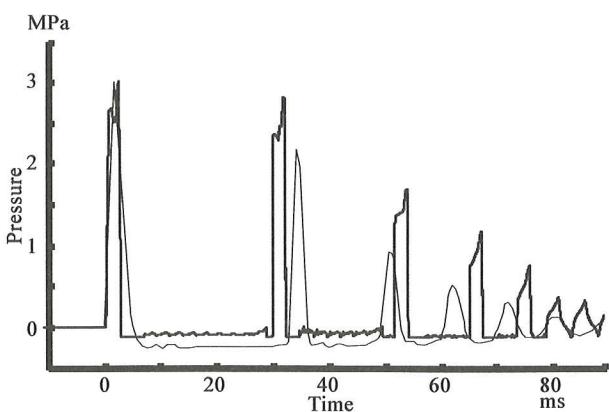


Fig.7 Pressure change in W/C line
(Gas model, $T_0 = 3\text{ ms}$)

テーション気泡量を見積もっているため、第2回目以降の負圧継続時間のそれは蒸気モデルより改善されたと考えられる。

5.4 気泡モデルを用いた場合の解析結果

図9に気泡モデルの結果を示す。気柱を微細な空気泡の集合体としてモデル化しているため、ガスモデルに比較して負圧継続時間 T_c 、再結合圧力 P_2 とも実験結果とよく一致している。しかし、第2回目以降の負圧継続時間、再結合圧力の大きさは、やはり、実験結果と大きくずれている。

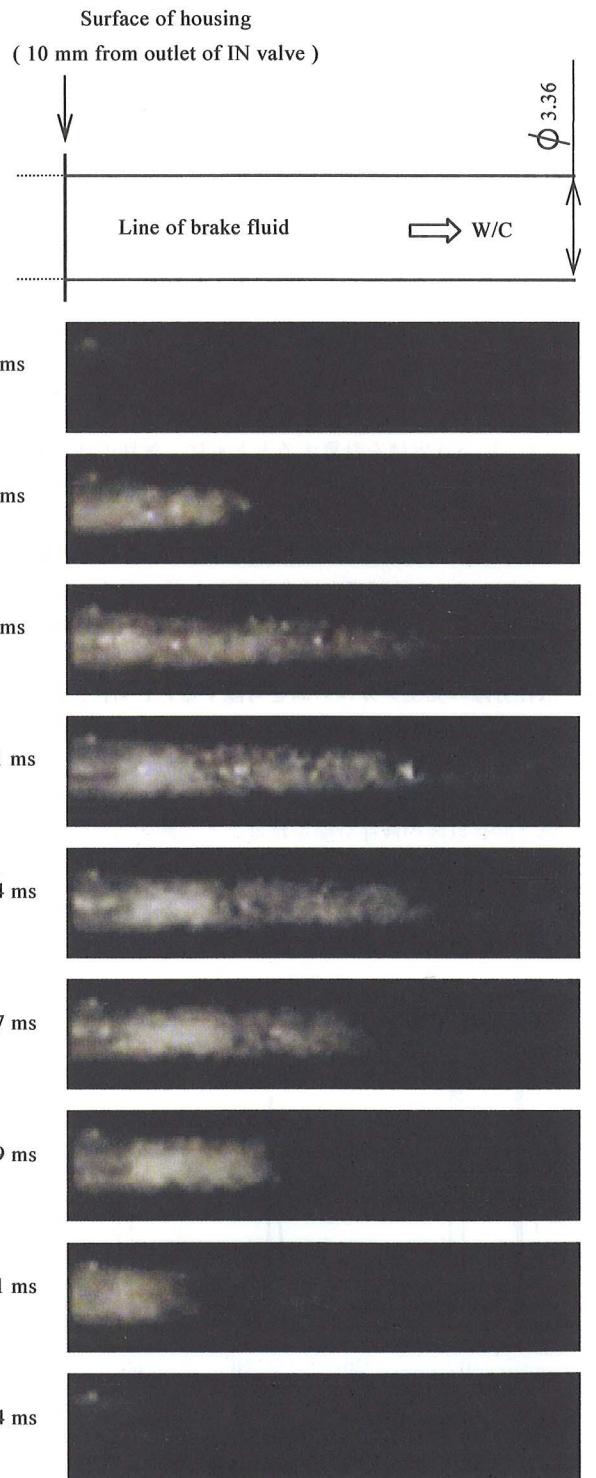


Fig. 8 State of gas column ($T_0 = 3\text{ ms}$)

ガスモデル、気泡モデルでは IN弁通過時にブレーキ液から発生する体積 V_a の気泡核が断熱膨張すると考えるが、第2回目以降の液柱分離においても、第1回目と同じ体積 V_a の気泡核が断熱膨張するとして、気柱内圧力を求めていた。しかし、第1回目の負圧発生時に W/C 内のブレーキ液は低圧にさらされるため、新たなエアレーションによる気泡核が発生すると考えられる。すなわち、第2回目以降は気柱内圧力を求めるときに膨張する気泡核体積が異なっていると考えられ、このために第2回目以降の負圧継続時間、再結合圧力が実験結果と異なってしまったと考えられる。従って、第2回目以降の液柱分離で気柱内圧力を求める際には、エアレーションによる気泡核体積の変化を考慮する必要がある。

さらに、気泡モデルでは一様な大きさの気泡が同一密度で気柱内に分布していると仮定しているが、可視化結果から明らかなように、さまざまなスケールの気泡により気柱は構成されている。また、気柱先端部が凸形状をしていることから、気泡が同一密度で気柱内に分布しているとは考えにくい。これは、より実験結果に一致させるためには気泡の分布状態を統計的に扱う必要があることを示していると考えられる。

6. 結論

液柱分離を考慮しない数値解析と、気柱長さが一格子点を越えるように気柱容積を計算するとともに、気柱の構造の取り扱いにより3種類の液柱分離モデルを使用した数値解析を行い、実験結果と比較することにより以下がわかった。

- (1) 液柱分離を考慮しない数値計算では、IN弁開弁時に発生する圧力のピークは精度よく求めることができる。しかし、負圧継続時間、再結合圧力、第2回目以降の液柱分離の発生、W/C圧力の昇圧量を予測することはできない。
- (2) 液柱分離の発生メカニズムを考慮するとともに、気柱の構造を微細な気泡で構成されたとした気泡モデルを使用することにより、負圧継続時間と再結合圧力を精度よく求めることができる。
- (3) 第2回目以降の液柱分離を精度よく予測するためには、気柱を構成する気泡のスケールとその分布を統計的に扱う必要がある。

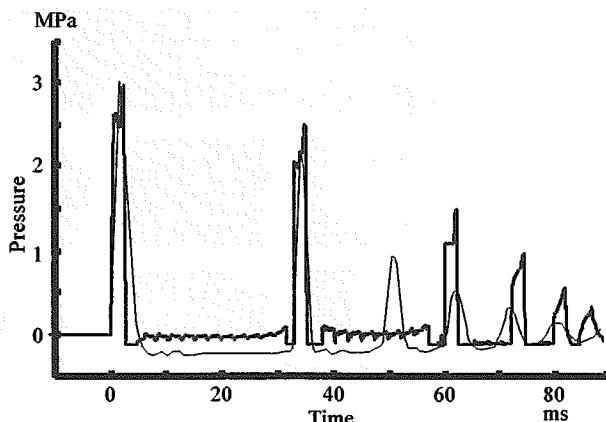


Fig.9 Pressure in W/C line
(Bubble model, $T_o = 3\text{ms}$)

参考文献

- 1) 萩野, 東海大学紀要工学部, 38 (1989), 1, 281
- 2) H.Ogino, Trans of 7th Int. Symp. of Fluid Control, Measurement and Visualization, (2003)
- 3) 萩野, 機論 B, 70 (2004), 690, 386
- 4) 笠原, 棚橋, 機論 2部, 34 (1968), 263, 1209.
- 5) EB Wylie, ASME J. Fluid Eng., 106 (1984), 2, 307.
- 6) 山本, 大田, 佐野, 三輪, 岡田, 機論 B, 55 (1989), 513, 1296.
- 7) 真田, 北川, 竹中, 機論 B, 56 (1990), 523, 585.
- 8) Wen-Je Yang, J. Tani and Y. Jusan, New Achievements in Fluid Power Engineering ('93 ICFP) (1993), 17.
- 9) 鷺尾, 高橋, 山口, 平成5年春期油空圧講演会論文集 (1993), 57.
- 10) 品田, 小嶋, 機論 B, 61 (1995), 587, 2579.
- 11) 品田, 小嶋, 機論 B, 61 (1995), 589, 3260.
- 12) 山口, 市川, 鈴木, 機論 2部, 42 (1976), 361, 2818.
- 13) 新井, 北川, 竹中, 油圧と空気圧, 14 (1983), 7, 513.
- 14) 山口, 市川, 機論 B, 51 (1985), 462, 536.
- 15) 品田, 小嶋, 機論 B, 54 (1988), 508, 3462.
- 16) 鷺尾, 小西, 馬場, 村山, 鎮守, 機論 B, 56 (1990), 524, 1011.
- 17) 中川, 野之下, 高橋, 油圧と空気圧, 25 (1994), 3, 425.
- 18) 小嶋, 品田, 進藤, 機論 B, 50 (1984), 451, 680.
- 19) 品田, 小嶋, 機論 B, 53 (1987), 487, 971.
- 20) 品田, 小嶋, 機論 B, 58 (1992), 550, 1739.
- 21) H. Ogino, I. Maekawa and H. Yamaguchi, Trans. of 2nd JHPS Int. Symp. on Fluid Power (1993), 341.
- 22) 香川他, 機論 B, 49 (1983), 447, 2638