研究論文

熱伝導を考慮したブラダ形アキュムレータの数学モデル*

宮下 修人**, 眞田 一志***

A Mathematical Model of a Bladder-type Accumulator Considering Heat Conduction

Shuto MIYASHITA, Kazushi SANADA

Accumulator is an important component for oil-hydraulic circuits. It is used for storing energy, absorbing pulsation flow, and suppressing surge pressure. For predicting accumulator performance, mathematical models of the accumulator have been investigated by many researchers. In the mathematical models of accumulator, an equation of state of gas, thermodynamics, and heat transfer have been considered. The aim of this paper is to propose a mathematical model of bladder-type accumulator considering heat conduction effect inside rubber membrane. Experiments were carried out using a bladder-type accumulator which was connected to a piston-type accumulator. The bladder-type accumulator was prefilled first and then discharged, the piston-type accumulator was charged by the oil discharged from the bladder-type accumulator. Discharging process of the bladder-type accumulator and charging process of the piston-type accumulator were measured simultaneously. The accumulator model proposed was validated by measured data of the experiments.

Key words : Accumulator, Modeling, Oil hydraulics, Van der Waals equation, Heat conduction

1. 緒 言

アキュムレータは、エネルギー貯蔵、脈動吸収、サージ圧抑制などに広く利用されており、油圧システムの重要な機器の一つである。気体式アキュムレータに充填されている窒素ガスは、充填・放出に従って、圧縮・膨張を行う。窒素ガスと周囲との間の熱伝達の影響で、窒素ガスの温度と圧力が変化する。熱力学的な考察から熱時定数が、Otis¹⁾によって提案された。その論文では、実在気体モデルとしてBeattie-Bridgeman方程式²⁾が利用された。ピストン形アキュムレータの熱時定数の値が、実験的に求められている^{3,4)}。これらのアキュムレータモデルは、ハイブリッド車両のエネルギー回生回路の研究^{5,6)}にも適用された。Rupprecht⁷⁾は、ピストン形アキュムレータだけでなく、ブラダ形およびベローズ形のアキュムレータについて、熱時定数の値を測定し、熱時定数を充填圧力の関数として表した。充填過程では熱対流の影響によって熱時定数が変化することを考慮し、Benderら⁸⁾は、熱時定数の実験式として、充填圧力、ガス体積、経過時間の関数を提案した。一方、

さまざまなタイプのアキュムレータの特性を比較し、ゴム製のブラダがある程度の断熱効果を持っていることが、実験的に示されている⁹⁾。参考文献¹⁰⁾では、風力発電向けのピストン形アキュムレータの実験とシミュレーションを行い、代表的な実在気体モデル¹¹⁾について比較・評価している。これらの従来の研究では、Otisが提案した熱時定数が用いられており、窒素ガスと周囲との熱伝達を近似するモデルが利用されている。しかし、特に、広く利用されているブラダ形アキュムレータの場合、窒素ガスはゴム製のブラダに封入されており、ブラダのゴムを介して、窒素ガスと周囲との間で熱エネルギーが移動する。従来の熱時定数を用いたモデルでは、熱エネルギーの移動を熱伝達としてモデル化しており、ブラダのゴム内部における熱伝導の影響は考慮されていない。

一方、油圧ショベルのエネルギー回生回路にアキュムレータを利用する方法が注目されているが、アキュムレータの効率向上が課題となっている。アキュムレータの効率は、アキュムレータから周囲に熱エネルギーが散逸することによるエネルギー損失によって定まる。そのため、エネルギー損失を明らかにすること、ならびにエネルギー損失を低減する方策を確立するためには、熱エネルギーが散逸する過程すなわち窒素ガスからブラダおよび容器壁を通じて熱エネルギーが周囲に散逸して損失になる物理現象を解明する必要がある。

ブラダ形アキュムレータの物理的なモデルの構築のためには、ブラダ内部の熱伝導による熱エネルギーの移動をも考慮したモデルの構築が必要である。そこで、本研究では、

*平成29年9月1日 原稿受付

**東京工業大学大学院理工学研究科

(所在地：東京都目黒区大岡山2-12-1)

(E-mail: miyashitas@irsctrl.titech.ac.jp)

***横浜国立大学大学院工学研究院

(所在地：神奈川県横浜市保土ケ谷区常盤台76-5)

(E-mail: sanada-kazushi-sn@ynu.ac.jp)

ゴム製ブラダの厚さ方向の熱伝導を考慮した、ブラダ形アキュムレータの数学モデルを提案する。窒素ガスとブラダの接触面では熱伝達を考慮し、ブラダのゴムの内部では厚さ方向の1次元熱伝導を考慮した。窒素ガスの状態変化については、さまざまな実在気体モデルの基礎となっているvan der Waals方程式を利用した。van der Waals方程式は、他の実在気体モデルと比較して、数学的な扱いが比較的容易であり、等温変化だけでなく断熱変化の式が示されている。本研究では、ブラダ形アキュムレータとピストン形アキュムレータを接続した試験装置を製作し、充填ならびに放出の実験を行った。これらの実験結果を、本数学モデルの検証のために用いた。

第2章で、主な記号を示す。第3章で、本研究で用いる実在気体モデルであるvan der Waals方程式の概要を示す。第4章で、ピストン形アキュムレータのモデルを示した後、ブラダ形アキュムレータのモデルを提案する。第5章ではアキュムレータの実験装置について述べ、第6章では、実験結果をもとにアキュムレータモデルの有効性を示す。第7章は、本研究で得られた成果をまとめて、結言とする。

2. 主な記号

A	熱伝達に関わる表面積
a	van der Waals方程式のパラメータ
b	van der Waals方程式のパラメータ
C_r	ゴムの比熱
C_v	定容比熱
H	van der Waalsの断熱変化の指数
h	熱伝達係数
k	ゴムの熱伝導率
L	ブラダのゴムの厚さ
m	モル数
P	絶対圧力
P_c	臨界圧力
Q	熱エネルギー
R	気体定数
T	絶対温度
T_c	臨界温度
T_r	ブラダのゴム内の絶対温度
T_w	壁面の絶対温度
t	時間
V	体積
v_c	臨界比体積
x	厚さ方向の座標
α	熱拡散係数
γ	数値計算式の係数
ρ_r	ゴムの密度
Δt	時間刻み

Δx 厚さ方向の刻み幅

添字

0 初期値

3. van der Waals方程式の概要

実在気体モデルの基礎に位置づけられるvan der Waals方程式は、次式で表される。

$$\left(P + \frac{am^2}{V^2}\right)(V - mb) = mRT \quad (1)$$

パラメータ a と b は、

$$a = \frac{9}{8}Rv_cT_c \quad (2)$$

$$b = \frac{1}{3}v_c \quad (3)$$

の式で表され、Table 1に示す窒素ガスの臨界定数から求められる。

Table 1 Nitrogen gas properties

Critical pressure	P_c	3.394388MPa, abs.
Critical specific volume	v_c	$9.003 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{mol}$
Critical temperature	T_c	126.1K
Gas constant	R	$8.314501 \text{ J}/(\text{mol K})$
Specific heat at constant volume	C_v	$20.8 \text{ J}/(\text{mol K})$

等温過程の方程式は、温度一定として次式で表される。

$$\left(P + \frac{am^2}{V^2}\right)(V - mb) = \text{const.} \quad (4)$$

一方、断熱過程の式は、

$$\left(P + \frac{am^2}{V^2}\right)(V - mb)^H = \text{const.} \quad (5)$$

で表わされ、断熱変化の指数 H は次式で表されることが知られている。

$$H = \frac{R}{C_v} + 1 \quad (6)$$

アキュムレータが通常使用される温度は、この臨界温度より遙かに高い。窒素ガスの圧力は、臨界圧力より高い場合が多い。このことは、これらの条件下ではアキュムレータ内に充填されている窒素ガスは、超臨界状態で存在していることを示唆している。この場合、理想気体の状態方程式ではなく、実在気体の状態方程式を適用する必要がある。実在気体の状態方程式には、さまざまな方程式が提案されているが、van der Waals方程式は多くの実在気体のもととなった方程式である。また、解析的な取り扱いが容易であり、等温式(式(4))と断熱式(式(5))も既知である。このような理由から、本論文では、van der Waals方程式を利用した。

4. アキュムレータモデル

4.1 ピストン形アキュムレータ

はじめに、ピストン形アキュムレータの数学モデルの概要を示す。ピストン形アキュムレータでは、Fig. 1に示すように、窒素ガスがアキュムレータの容器に直接接触している。鋼鉄製の容器の壁は、熱容量が十分大きいので、壁の温度 T_w は周囲の温度と等しく、一様であると仮定する。窒素ガスと容器の壁との間の熱伝達は次式で表される。

$$\frac{dQ}{dt} = hA(T_w - T) \quad (7)$$

Fig. 1 Heat transfer between nitrogen gas and steel wall of piston-type accumulator

4.2 ブラダ形アキュムレータ

ブラダ形アキュムレータの、窒素ガス、ゴム製ブラダ、および容器の壁面を、Fig. 2のようにモデル化する。ブラダ内部の温度 $T_r(x, t)$ は、厚さ方向の位置 x と時間 t の関数である。ブラダのゴムの内部の温度分布による1次元熱伝導を次式でモデル化する。

$$\frac{\partial T_r(x, t)}{\partial t} = \alpha \frac{\partial^2 T_r(x, t)}{\partial x^2} \quad (8)$$

ここで、熱拡散係数 α は、

$$\alpha = \frac{k}{C_r \rho_r} \quad (9)$$

と表される。窒素ガスとブラダの接触面における熱伝達は、

$$\frac{dQ}{dt} = hA(T_r(0, t) - T(t)) \quad (10)$$

でモデル化する。

なお、ブラダと容器壁の間に作動油が介在する場合がある。この場合、作動油が介在する分だけ散逸する熱エネルギー量が低下すると推測され、ブラダが容器壁に直接接触するFig. 2の場合の方が周囲に散逸する熱エネルギー量は大きいと考えられる。そのため本研究では、ブラダが容器壁に直接接触する場合のモデルを考えた。より詳細なモデルとして、ブラダと容器壁の間に作動油が介在するモデルが考えられるが、今後の研究課題である。

4.3 窒素ガスの温度の時間変化

Otis¹⁾によれば、アキュムレータ内の窒素ガスの温度変化の式は、次式で表わされる。

Fig. 2 Heat conduction and heat transfer of bladder-type accumulator

$$\frac{dT}{dt} = \frac{1}{mC_v} \left[\frac{dQ}{dt} - T \left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_v \frac{dV}{dt} \right] \quad (11)$$

ここで、van der Waalsの式(1)から、

$$\left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_v = \frac{mR}{V - mb} \quad (12)$$

であるから、これを式(11)に代入すれば次式を得る。

$$\frac{dT}{dt} = \frac{1}{mC_v} \left[\frac{dQ}{dt} - \frac{mRT}{V - mb} \frac{dV}{dt} \right] \quad (13)$$

窒素ガスの温度 T は、式(13)を数値積分することにより求める。その際、窒素ガスの体積の時間変化 dV/dt は、後述する実験結果より計測された値を代入した。熱伝達 dQ/dt は、ピストン形の場合は式(7)から求める。一方、ブラダ形の場合は式(10)から求めるが、窒素ガスとの接触面におけるゴム表面の温度 $T_r(0, t)$ は、ゴム内部の熱伝導を考慮して求める。ゴム内部の熱伝導の数値計算については、4.4で詳しく述べる。窒素ガスの体積 V と温度 T がわかれば、van der Waalsの式(1)から、窒素ガスの圧力 P を求めることができる。

4.4 熱伝導方程式の数値解法

ブラダのゴム内部の熱伝導の式(8)を有限差分近似すると、次式を得る。

$$\begin{aligned} & \frac{T_r(i, j+1) - T_r(i, j)}{\Delta t} \\ &= \alpha \frac{T_r(i+1, j) - 2T_r(i, j) + T_r(i-1, j))}{(\Delta x)^2} \end{aligned} \quad (14)$$

ここで、 i と j は、それぞれ厚さ方向の計算点の番号と時間方向の計算点の番号を表わしている。パラメータ γ

$$\gamma = \frac{\Delta t}{(\Delta x)^2} \quad (15)$$

を用いて整理すれば、ブラダのゴム内部の温度を次式で求めることができる。

$$\begin{aligned} T_r(i, j+1) &= \gamma \alpha T_r(i+1, j) + (1 - 2\gamma \alpha) T_r(i, j) \\ &\quad + \gamma \alpha T_r(i-1, j) \end{aligned} \quad (16)$$

ただし、数値計算が安定であるためには、

$$\gamma \alpha \leq \frac{1}{2} \quad (17)$$

が満たされなければならないことが知られている。 $\gamma \alpha =$

1/2とした場合、式(16)の右辺第2項は零となり、計算式が簡単になる。この場合、式(9)と式(15)から、

$$\gamma\alpha = \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \frac{k}{C_r \rho_r} \quad (18)$$

であり、厚さ方向の刻み幅は

$$\Delta x = \sqrt{\frac{k\Delta t}{\gamma\alpha C_r \rho_r}} \quad (19)$$

となる。一例として、 $k=0.25\text{W}/(\text{m K})$ 、 $C_r=1960\text{J}/(\text{kg K})$ 、 $\rho_r=980\text{kg}/\text{m}^3$ 、 $\Delta t=0.1\text{s}$ 、 $\gamma\alpha=1/2$ の場合、厚さ方向の刻み幅 $\Delta x \approx 1.613 \times 10^{-4}\text{m}$ となる。ゴムの厚さ L を2mmとすると、

$$\frac{L}{\Delta x} = \frac{2}{0.1613} \approx 13 \quad (20)$$

であるから、厚さ方向に13分割されて、差分近似されることがわかる。

壁面に接触している面のゴムの温度は壁面の温度 T_w に等しいと仮定する。窒素ガスに接触している面の熱伝達は、接触面におけるゴムの熱伝導に等しいと仮定する。

$$hA\{T_r(0, t) - T\} = kA \frac{\partial T_r(0, t)}{\partial x} \quad (21)$$

右辺の偏微分を有限差分近似し、

$$\frac{\partial T_r(0, t)}{\partial x} = \frac{T_r(1, j+1) - T_r(0, j+1)}{\Delta x} \quad (22)$$

これを式(21)に代入して、窒素ガスに接触している面のゴムの温度 $T_r(0, j+1)$ について解けば、次式を得る。

$$\therefore T_r(0, j+1) = \frac{T_r(1, j+1) + \frac{h}{k} \Delta x T}{1 + \frac{h}{k} \Delta x} \quad (23)$$

初期状態では、ゴム内部の温度 T_i は、壁面の温度 T_w に等しく一様であると仮定する。

5. アキュムレータの実験

アキュムレータの実験装置をFig. 3に示す。ブラダ形アキュムレータ(a)とピストン形アキュムレータ(b)を、シャットオフ弁(e)をはさんで接続する。はじめに、止め弁(h)と(i)、およびシャットオフ弁(e)を閉じ、止め弁(g)と(j)を開き、油圧ポンプ(f)により作動油をブラダ形アキュムレータ(a)に充填する。充填圧力はリリーフ弁(k)で調整する。このとき、ピストン形アキュムレータ(b)のロッド側はタンク圧に開放され、封入した窒素ガスの圧力によってピストンは端まで変位して停止し、窒素ガスの体積は最大となる。止め弁(g)と(j)を閉じ、ポンプを停止して、この状態を約7時間保持し、アキュムレータを含む油圧回路の温度がほぼ一定になるまで待った。その後、シャットオフ弁(e)を開くと、ブラダ形アキュムレータ(a)に充填されていた作動油が放出され、ピストン形アキュムレータ(b)に流入する。絞り(l)は、流入流量を調整するために利用した。この際、ピストン形アキュムレータ(b)のピストン変位をポテンシオメータ(d)で測定することで、流入した作動油量を計算し、ガス体積の時

間変化を求めた。2個の圧力センサ(c)によって、ブラダ形およびピストン形アキュムレータの窒素ガスの圧力を、それぞれ測定した。なお、放出および充填の実験の際には、ピストン形アキュムレータとブラダ形アキュムレータは配管を介して直結されており、ピストン形アキュムレータのピストン変位をもとにブラダ形アキュムレータのガス体積を求めることが出来る。ただし、ブラダ形アキュムレータとピストン形アキュムレータの圧力の違いによる作動油体積の変化を考慮するため、作動油の圧縮性による体積変化量を補正した。

実験では、実験室の温度環境が実験結果の再現性に影響した。アキュムレータに作動油を充填すると、窒素ガスが圧縮されることでガス温度が上昇し、油圧回路の温度を上昇させる。そのため、約7時間かけて、これらの温度ができるだけ室温に戻るまで待機した。さらに、日射の影響を防ぐために、窓を黒い紙で覆い、あわせてクーラーを作動させて室温ができるだけ一定になるようにした。

アキュムレータモデルの計算にあたり、封入された窒素ガスのモル数 m を知る必要がある。封入時の窒素ガスの圧力 P_0 、体積 V_0 、および温度 T_0 をvan der Waals方程式に代入すると

$$\left(P_0 + \frac{am^2}{V_0^2}\right)(V_0 - mb) = mRT_0 \quad (24)$$

が成り立ち、モル数 m について整理すれば、

$$\frac{ab}{V_0^2} m^3 - \frac{a}{V_0} m^2 + (RT_0 + P_0 b)m - P_0 V_0 = 0 \quad (25)$$

を得る。この3次代数方程式の実数根がモル数 m である。ブラダ形およびピストン形のそれぞれのアキュムレータについて、モル数を求めた。

Fig. 3 Experimental setup using a bladder-type accumulator and a piston-type accumulator

6. アキュムレータモデルの検証

はじめにブラダ形アキュムレータに作動油を充填しておき、シャットオフ弁を開くことで作動油を放出、ピストン形アキュムレータに充填する実験を行った。ブラダ形ア

キウムレータの放出過程の実験結果をFig. 4に示す。横軸は窒素ガス体積 V を、縦軸は窒素ガス圧力 P を表している。点Aは初期状態を示しており、初期圧力は34MPa, absで、初期ガス体積は265L ($2.65 \times 10^{-3} \text{ m}^3$)であった。なお、周囲温度は301Kであった。放出によって、ガス体積は5Lに膨張して、点Bの状態に到達する。膨張過程の時間は10sとした。実線は実験結果を、点線はvan der Waals (vdW) の断熱変化の式(5)を、また一点鎖線はvan der Waalsの等温変化の式(4)を表す。破線は、42で提案したブラダ形アキュムレータモデルによる計算結果であり、熱伝達係数 h を5 J/(s m² K)、熱伝達面積 $A=0.27 \text{ m}^2$ とした。破線で示す本モデルのシミュレーション結果は、ほぼ断熱変化に近く、実験結果をよく再現している。なお、接触面近傍の窒素ガスの流れや温度境界層、ブラダ形状などの要因が熱伝達に複雑に影響するために、熱伝達係数 h を求めることは困難である。窒素ガスから周囲への熱伝達が全くない場合は完全な断熱変化であるが、この場合の熱伝達係数 h は0である。熱伝達係数 h が大きいほど、熱伝達量も大きい。本研究のシミュレーションでは、実験結果を参考に、熱伝達係数 h を調整して定めた。

次に、窒素ガスの状態変化に理想気体の状態方程式を用いて計算した (Ideal+Otis)。定容比熱 $C_v(20.8 \text{ J}/(\text{mol K}))$ 、熱伝達に関わる表面積 $A(0.27 \text{ m}^2)$ 、熱伝達係数 $h(5 \text{ J}/(\text{s m}^2 \text{ K}))$ で、モル数を理想気体の状態方程式から求めると $m=372$ であるから、熱時定数を計算すると $\tau=573 \text{ s}$ となった。点Aの初期状態ではガス体積 $V_0=2.65 \times 10^{-3} \text{ m}^3$ 、ガス圧力 $P_0=34 \text{ MPa, abs}$ であり、点B'でのガス体積 $V_1=5.0 \times 10^{-3} \text{ m}^3$ である。理想気体の断熱の式から、点B'における圧力 P_1 は、

$$P_1 = P_0 \left(\frac{V_0}{V_1} \right)^\kappa = 34 \times \left(\frac{2.65}{5} \right)^{1.4} \approx 14 \text{ MPa, abs.} \quad (26)$$

となり、点Bの実験結果との差異は顕著である。このことから、本実験のような圧力では、理想気体ではなく、実在気体モデルを考慮する必要があることがわかる。

次に、ゴムの熱伝導を無視し、熱時定数を考慮し、窒素ガスの状態変化として、van der Waals方程式を用いた場合をシミュレーションした (vdW+Otis)。具体的には、窒素ガスの温度変化の式(13)における dQ/dt の計算に、式(7)を用いることに相当する。定容比熱 $C_v(20.8 \text{ J}/(\text{mol K}))$ 、熱伝達に関わる表面積 $A(0.27 \text{ m}^2)$ 、熱伝達係数 $h(5 \text{ J}/(\text{s m}^2 \text{ K}))$ であり、モル数は $m=347$ であった。これらの数値をもとに熱時定数を計算すると $\tau=mC_v/(hA)=534 \text{ s}$ となる。ゴムの熱伝導を無視し、van der Waals方程式とOtisの熱時定数モデルを組み合わせたシミュレーション結果 (vdW+Otis) と、破線で示される本手法 (式(10)) のシミュレーション結果 (van der Waals) を比較するとわずかながら違いがみられるが、顕著な差異ではない。

参考文献9)では、ブラダ形アキュムレータの実験結果から、ブラダによる断熱効果が認められるため、エネル

ギー回生回路ではブラダ形アキュムレータの利用を推奨しているが、ブラダの熱伝導を考慮したシミュレーションまでは行っていない。シミュレーションにおいてブラダの断熱効果を考慮するためには、ブラダの熱伝導をモデル化することが物理現象の観点から必要であると考え。本研究の意義は、その第一歩として、ブラダの熱伝導を考慮したモデルを提案したことにある。

Fig. 4 PV-diagram of a discharge test of bladder-type accumulator (10s, 301K)

一方、Fig. 5は、同時に測定された、ピストン形アキュムレータの充填過程のPV線図である。点Aは初期状態であり、窒素ガスの体積は7.4L、圧力は4.4MPa, absであった。点Bは、圧縮直後の状態であり、窒素ガスは体積5Lまで圧縮された。実線は実験結果を示す。破線は、41に示したピストン形アキュムレータモデルの計算結果 ($h=5 \text{ J}/(\text{s m}^2 \text{ K})$, $A=0.21 \text{ m}^2$) であり、実験結果をよく再現している。この場合、モル数 $m=233$ 、 $C_v=20.8 \text{ J}/(\text{mol K})$ 、 $A=0.27 \text{ m}^2$ 、 $h=5 \text{ J}/(\text{s m}^2 \text{ K})$ であり、これらの数値をもとに熱時定数を計算すると $\tau=359 \text{ s}$ である。実線の実験結果は、点線の断熱特性から若干離れている。これは、ピストン形の場合、窒素ガスが直接壁面に接触するので、窒素ガスの熱エネルギーが熱伝達によって壁面に伝わり、周囲に拡散する影響であると推察される。一方、Fig. 4に示す、ブラダ形アキュムレータでは、窒素ガスはゴム製のブラダに接触している。容器の鋼鉄の熱伝導率はおよそ50W/(m K)であるが、ゴムの熱伝導率は、例えば、0.25W/(m K)程度であり、ゴムはある程度断熱材としての効果⁹⁾を持つため、より断熱に近い特性が現れた結果であると推察される。42に示したブラダ形アキュムレータのモデルでは、ブラダのゴム内部の熱伝導を考慮してモデル化されており、Fig. 4に示すように、実験結果をよく再現している。

窒素ガスの温度変化に伴い、ブラダ内の温度分布も変化する。本実験では、充填放出の時間を10秒としたが、充填放出時間をより短く設定して窒素ガスの温度が極短時間で変化した場合、ブラダ内の温度分布はより遅れて変化すると推察されるが、その影響については今後の研究課題とし

たい。なお、本実験装置で充填放出時間を極短くした場合、ピストンが滑らかに運動しない場合が見受けられたため、ピストンが滑らかに運動し、かつできるだけ短い時間として10秒の場合の実験結果を示した。

Fig. 5 PV-diagram of a charge test of piston-type accumulator (10s, 301K)

次に、はじめにピストン形アキュムレータに作動油を充填しておき、シャットオフ弁を開くことで、ピストン形アキュムレータの作動油を放出、ブラダ形アキュムレータを充填する実験を行った。実験結果の一例を、Fig. 6とFig. 7に示す。周囲温度は296Kであった。充填放出にかかる時間を長くして、できるだけ温度変化を抑制するように、充填放出時間を8時間とした。充填放出時間を長時間化するために、絞り(1)を絞ると同時に、シャットオフ弁(e)を間欠的に開閉する方法をとった。

ブラダ形アキュムレータの充填過程の実験結果をFig. 6に示す。点Aが初期状態であり、ガス体積は5L、ガス圧力は11MPa, abs.であった。点Bは充填直後の状態であり、ガス体積は3.5Lに圧縮され、ガス圧力はおおよそ15.6MPa, abs.まで増加した。実線の実験結果は、一点鎖線で示されるvan der Waalsの等温変化の式(4)に近い。また、破線は4.2で提案したブラダ形アキュムレータのモデルによる計算結果で、熱伝達係数 h は $1000\text{J}/(\text{s m}^2 \text{K})$ 、熱伝達面積 A は 0.27m^2 とした。ブラダ形アキュムレータモデルによる計算結果は、実験結果をよく再現している。なお、Fig. 6とFig. 7では、実験結果を参考に、熱伝達係数 h を調整して $1000\text{J}/(\text{s m}^2 \text{K})$ と定めた。

Fig. 6に熱時定数モデルおよび理想気体モデルのシミュレーション結果を重ねて描いた。van der Waals方程式と熱時定数モデルを組み合わせたシミュレーション結果(vdW+Otis)と、理想気体の状態方程式と熱時定数を組み合わせたシミュレーション結果(Ideal+Otis)は、破線で示される本手法(式(10))のシミュレーション結果や実線の実験結果と大きな差異は現れなかった。本実験では、充填を十分長い時間をかけて行ったため、ブラダの熱伝導の影響は

顕著ではなかった。

同時に計測した、ピストン形アキュムレータの放出過程の実験結果をFig. 7に示す。実線の実験結果は、一点鎖線で示されるvan der Waalsの等温変化の式(4)に近いが、若干の差が現れている。熱伝達係数 h は $1000\text{J}/(\text{s m}^2 \text{K})$ 、熱伝達面積 A は 0.21m^2 とした。4.1に示したピストン形アキュムレータモデルの計算結果は、破線で示されており、実験結果を再現している。

Fig. 6 PV-diagram of a charge test of bladder-type accumulator (8hours, 296K)

Fig. 7 PV-diagram of a discharge test of piston-type accumulator (8hours, 296K)

7. 結 言

本論文では、ブラダのゴム内部の熱伝導を考慮したブラダ形アキュムレータの数学モデルを提案した。具体的には、窒素ガスとゴムの接触面では熱伝達を考慮し、ゴム内部では厚さ方向の1次元熱伝導を考慮してモデル化した。窒素ガスの実在気体モデルとして、van der Waals方程式を利用した。さらに、ブラダ形アキュムレータとピストン形アキュムレータを接続した実験装置を製作した。本実験装置では、ブラダ形アキュムレータとピストン形アキュムレータの充填過程および放出過程の実験を同時に行うことができる。本モデルによる計算結果は、ブラダ形アキュムレ

タの実験結果をよく再現することが示された。van der Waals方程式は、等温過程と断熱過程の式が容易に利用できる利点がある。今後、より高精度であると言われ¹⁰⁾、市販シミュレーションソフトにも使用されている実在気体モデルであるSoave-Redlich-Kwong方程式¹¹⁾を利用したアキュムレータの数学モデルを構築することが課題の一つである。

謝 辞

本研究を進めるにあたり、東京工業大学名誉教授、香川利春先生、北川能先生に、ご指導を賜りました。また、実験にあたり、日本アキュムレータ株式会社のご協力を頂きました。誌上をお借りして、謝意を表します。

参 考 文 献

- 1) Otis, D.R. : New Developments in Predicting and Modifying Performance of Hydraulic Accumulators, National Conference on Fluid Power, p. 473-489 (1974)
- 2) Obert, E.F. : Concepts of Thermodynamics, McGraw Hill Book Co., p. 240 (1960)
- 3) Elder, F.T., Otis, D.R. : Accumulators : The Role of Heat Transfer in Fluid Power Losses, 4th International FLUID POWER SYMPOSIUM, p. D2-27-D2-37 (1975)
- 4) Pourmovahed, A., Otis, D.R. : An Experimental Thermal Time-Constant Correlation for Hydraulic Accumulator, Transactions of the ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 112, March, p. 116-121 (1990)
- 5) Pourmovahed, A., Beachley, N.H., Fronczak, F.J. : Modeling of a Hydraulic Energy Regeneration System—Part I : Analytical Treatment, Transactions of the ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 114, March, p. 155-159 (1992)
- 6) Pourmovahed, A., Beachley, N.H., Fronczak, F.J. : Modeling of a Hydraulic Energy Regeneration System—Part II : Experimental Program, Transactions of the ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 114, March, p. 160-165 (1992)
- 7) Rupperecht, K.R. : Austauschvorgänge bei Hydrospeichern, ölhydraulik und pneumatic, Vol. 30 Nr. 1, p. 42-47 (1986)
- 8) Bender, G. et. al. : Hydrospeicher als Energiespeicher, ölhydraulik und pneumatic, Vol. 32 Nr. 3, p. 188-193 (1988)
- 9) Juhala, J., Kajaste, J., Pietola, M. : Experimental Analysis of Heat Losses in Different Types of Hydraulic Accumulators, Proceedings of the 8th FPNI Ph. D Symposium on Fluid Power FPNI2014, FPNI2014-7838 (2014)
- 10) Henrik Brun Hansen, Peter Windfeld Rasmussen : Modeling Hydraulic Accumulators for use in Wind Turbines, The 13th Scandinavian International Conference on Fluid Power, p. 327-334 (2013)
- 11) G. Soave : Equilibrium constants from a modified Redlich-Kwong equation of state, Chemical Engineering Science, Vol. 27, pp. 1197-1203 (1972)