ポンプに起因する油圧管路の脈動解析用の はん用シミュレーションパッケージの開発*

小嶋 英一^{*1}, 品田 正昭^{*1}, 松井 幹雄^{*2}

Development of a General-Purpose Simulation Package for Pulsations in Hydraulic Pipelines Generated by Pumps

Eiichi KOJIMA, Masaaki SHINADA and Mikio MATSUI

This study has developed a computer-aided simulation and analysis package that allows engineers who are not familiar with the theory of fluid wave motion in a pipe and numerical simulation, to simulate and analyze the pulsations in any hydraulic pipelines generated by fluid power pumps, and then to substitute components and vary design and/or operational parameters in the design stage for a reduction of fluidborne vibration. The present PC computer-aided engineering tool for the analysis of pulsation can simulate the following five key items which are of the greatest concern for fluid power engineers with regard to the pulsation phenomena in hydraulic systems: (1) frequency characteristics of pressure pulsation level at every point in the circuit (and so on), (2) frequency characteristics of the ratio of pressure pulsations at two arbitrary points, (3) frequency characteristics of the ratio of fluid acoustic powers at two arbitrary points (that is, transmission loss), (4) pressure pulsation waveforms and those spectra, and (5) fluid acoustic powers and those spectra. The experiments carried out on the several basic hydraulic systems show that the calculated results obtained by the present simulation package, HYPULSIP (an acronym for Hydraulic Pulsation Simulation Package), agree with the experimental results with sufficient accuracy for practical use.

Key Words: Fluid Power Systems, Pressure Pulsation, Fluidborne Noise, Noise Reduction, Hydraulic Simulation Package, Fluid Vibration, CAE

1. ま え が き

油圧システムの騒音の主な起振源(騒音のエネルギー源)は、ポンプ作用の移行点におけるポンプ室内の急激な圧力変動と、ポンプ吐出し量の変動に起因する管内の圧力脈動の二つであり、これらの騒音エネルギーが機械構造物中の構造伝ば振動と配管内油中の流体伝ば振動の形で各種の騒音放射面に伝達され、そこで壁面を振動させて騒音を発生させるものである。この中、流体伝ば振動は、ポンプの吐出し量の変動とポンプの流体負荷インピーダンスの相互作用に起因して発生し、配管内を伝ばするものであり、油圧システムによっては、これがシステム騒音の支配的な原因になることがある。したがって、油圧システムの設計の段階で、発生する圧力脈動を予測したり、改良設計するための数値実験をしたりすることができる脈動解析のためのはん用シミュレーションプログラムを開発することは、油圧システムの低騒音化技術の発展にとって極めて有益であり、近年、そのための研究が盛んに行われている⁽¹⁾⁽²⁾。しかし、油圧システムや設計現場での解

析目的は非常に多様であるため、従来までに開発されている解析システムはこれらのニーズに必ずしもすべてこたえられるものではない。ことに、文献(1)、(2)のシステムでは、起振源である油圧ポンプの流量脈動が正確に数式化されておらず、現実には生起する脈動量を定量的に論ずることができない。また、油圧システムを構成する各種機器の脈動伝達特性に対する数学モデルの精度に関しても、詳しい検討はあまり行われていない。

本研究は、油圧ポンプの吐出し量の変動に起因して発生する任意の油圧システムの配管内の脈動現象を、PCレベルで定量的に解析できるコンピュータ支援のはん用シミュレーションパッケージ HYPULSIP(以下、本パッケージと略記する)を開発し、これによって、油圧管路の動特性や数値シミュレーションの専門知識にあまり精通していない技術者でも、油圧回路の脈動現象のシミュレーションと解析、機器の交換や設計および運転パラメータの変更による低脈動化対策などを短時間で行えることを可能にしたものである。なお、本パッケージの解析機能面の主な特徴〔文献(1)、(2)との主な相違点〕は、(1)代表的な三つの形式の油圧ポンプ(アキシャルピストンポンプ、平衡形ベーンポンプおよび外接形歯車ポンプ)の流量脈動を計算

* 原稿受付 平成3年4月1日。

^{*1} 正員、神奈川大学工学部 (〒221 横浜市神奈川区六角橋3-27-1)。

^{*2} 神奈川大学大学院。

できるプログラム^{(3)~(5)}を収納している、(2)実際に生起する圧力脈動の波形やそのスペクトルも定量的に予測することができる、(3)構成機器の脈動伝達特性はすべて実験結果に基づいた数学モデルを用いている、ことである。

2. 本シミュレーションパッケージの機能と構成

2.1 解析項目 本パッケージは任意の油圧回路に対して次に示す五つの項目の計算を行うことができる。

解析(1): 任意の点の圧力 (および流量) 脈動レベルの周波数特性

解析(2): 任意の2点の圧力 (および流量) 脈動比の周波数特性

解析(3): 任意の2点の音響パワー比の周波数特性

解析(4): 油圧ポンプの流量脈動および任意の点の圧力 (および流量) 脈動波形とそのフーリエスペクトル

解析(5): 任意の点の音響パワー(オーバオール値)とそのフーリエスペクトル

この中、解析(1)、(2)および解析(3)の項目は、ポンプ下流(詳しくは、脈動源下流)の回路構成要素の脈動伝達特性のみが関与する現象であり、それぞれ、油圧管路(内の油柱)の共振点、脈動減衰率および透過損失を主として調べるための計算である。これらの解析項目の計算は、出力結果をグラフ表示するために必要な最大周波数刻みで、問題とする周波数領域全体にわたって行う。また、解析(4)と解析(5)の項目は、ポンプ下流の回路構成要素の脈動伝達特性のほかに、ポンプの流量脈動と内部インピーダンスが関与する f_0 ($=ZN$, Z : ピストンやベーンの本数, N : ポンプの毎sの回転速度)を基本周波数とする脈動現象であり、特に解析(4)は設計者の最も知りたい現実に生起する脈動の波形とそのフーリエスペクトル、P-P値などの値を計算するものである。これらの計算に当たっては、ポンプの選定と、その諸元および運転条件の指定(入力)が必要であり、また、 $f_0, 2f_0, 3f_0, \dots$ の離散的な周波数成分のみを問題とする。

2.2 使用言語と使用機器 本パッケージでは、計算のプログラムには、科学計算に広く用いられて親しみやすく、しかも複素計算を直接に行える Fortran (MS-Fortran) 言語を、また、データの入力のプログラムには、多様な処理が容易に行える Basic (N-88 BASIC) 言語を用いている。

本パッケージは、NEC 社製 PC-9801 シリーズ相当

のパーソナルコンピュータを使用することを前提に開発されており、(1)MS-DOS Ver 3.1 以上で動作し、i80286 相当あるいは V 30 の CPU および 640 kB 以上の RAM 容量を有するパーソナルコンピュータ、(2)フロッピーディスク装置(2 HD)2 台以上、および(3)ディスプレイ (できればカラー) の三つが基本機器として不可欠であり、さらに、(4)i80287 相当の数値演算プロセッサと(5)NEC 社製 PC-PR 201 シリーズ相当のプリンタの2点が装備されていることが望ましい。

2.3 基本構成 本パッケージのコマンド体系は、図1のコマンドフローチャートの概略に示すように、四つの主要コマンドとこれらのサブコマンドから成る階層構造になっている。以下、主要コマンドの概要と特徴を簡単に記す。

(1) 解析項目の選択 本パッケージでは主要コマンドの第1階層(主メニュー)に解析項目の選択のコマンドを置く体系をとっている。このコマンド体系は本パッケージの大きな特徴の一つであり、これにより、解析項目に応じた必要最小限のデータを入力するだけで済み、計算時間の短縮化が図られるとともに、必要なプログラムに自動的に連結させるバッチ処理が容易になり、ユーザのキーボード操作の手間を最小限にすることができる。

(2) ポンプの選択 解析(4)と解析(5)の項目の脈動量には、起振源であるポンプの流量脈動の大き

図1 本パッケージのコマンドフローチャート

さが直接に関与するため、解析に当たっては、最初にポンプの種類を選択しその諸元および運転条件を基にポンプの流量脈動特性をあらかじめ計算しておく必要がある。本パッケージには、アキシャルピストンポンプ、平衡形ベーンポンプおよび外接形歯車ポンプの3種類のポンプの流量脈動計算用のプログラムが収納されている。ポンプ流量脈動の計算に当たっては、ポンプ機構も含めたポンプ室周りの連続の式を Runge-Kutta 法を用いて数値解析して流量脈動の時刻歴波形を求め、次いで、これをフーリエ級数に展開して各調和成分の振幅と位相を求めている^{(3)~(5)}。また、ポンプの内部インピーダンスを求めるに当たっては、3 kHz 程度までの脈動を問題にするとして、ポンプ吐出し室を吐出しポートと同じ口径でポンプ軸心までの長さの通路（これは管路と同じように分布定数系として取扱う）と、ポンプ軸心の位置に集中させた容積の二つの要素に分けて取扱っている⁽⁵⁾⁽⁶⁾。なお、流体伝ば振動に対する起振源対策の観点からみれば、この主要コマンドに引き続いて行われるポンプ流量脈動計算のデータだけでも充分に利用価値のあるものである。

(3) 回路編集および諸元入力 これは、本パッケージに収納されている各種の回路構成基本要素（以下、基本要素と記す）を組合せて解析する油圧システムのシミュレーション回路を作成し、併せて脈動計算に必要な諸元の入力を行うコマンドである。ここでの回路編集および諸元の入力はすべて CRT 画面上で対話形式で行い、主管路と枝管路の端末要素を指定して入力を終了する。本パッケージでは、端末要素は定圧力端（圧力変動が零）か定流量端（流量変動が零）かのいずれか一つである。基本要素は分布定数要素と集中定数要素の2種類に大別でき、前者には、鋼管、高圧ゴムホース、導管（例えば、弁本体中の流路）および継手金具（例えば、ニップル、ホース継手金具など）、後者には、固定絞り、容量、エルボ継手、分岐継手、異径継手、チョークの要素が収納されている。基本要素の図記号にはイメージしやすい記号が考案されており、また、多くの分岐のある回路の編集に当たっても枝管が重ならないようにツリー構造の作図を用いている。CRT 画面は、回路編集と諸元入力を並行して行えるように、(i)回路編集領域、(ii)基本要素選択+諸元入力領域、および(iii)諸元一覧表示領域の三つに区別されており、また、上記(ii)においては、カーソル位置の画面の白黒を反転させて入力箇所を明りょうに示し、誤入力を防いでいる。なお、本パッケージでは、回路編集および諸元入力の修正および変更は容易に行えるが、パッケージ側からの誤入力拒絶機能は特別な

場合（例えば、分布定数要素を選んで長さに零を入力した場合など）を除いては備えていない。また、本パッケージで取扱えるシステムの最大要素数は約 50 個である。図 2 に回路編集および諸元入力中の CRT 画面の 1 こまを示す。

(4) 出力の選択 これは解析項目に応じた種々の計算結果を選択し、出力するためのコマンドである。例えば、解析(4)の場合には、ポンプ流量脈動波形とそのフーリエスペクトル、および任意の要素の上流端の圧力および流量の脈動波形とそのフーリエスペクトルの中から必要な項目を選択し、これを CRT 画面上に出力するものである。また、必要ならば外部プリンタへの出力も可能である。

3. 解析項目の計算法

本パッケージでは、解析項目の計算には、従来から管内脈動の解析に広く利用されているインピーダンス法を用いている。以下、基本要素の脈動伝達特性と解析項目の計算法について概説する。

3.1 基本要素の脈動伝達特性 本パッケージに組み込まれている基本要素の脈動伝達特性は、すべて次に示す四端子マトリックスで表示することができる。

$$\begin{pmatrix} P_l \\ Q_l \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} a & b \\ c & d \end{pmatrix} \begin{pmatrix} P_m \\ Q_m \end{pmatrix} \dots\dots\dots (1)$$

あるいは

$$\begin{pmatrix} P_m \\ Q_m \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} a & -b \\ -c & d \end{pmatrix} \begin{pmatrix} P_l \\ Q_l \end{pmatrix} \dots\dots\dots (2)$$

ここで、下付き添字 l と m は、隣り合う先行要素と後続要素の要素番号を表し、また、変数の圧力脈動 P と流量脈動 Q はすべて各要素の上流端の値である。

本解析では、分布定数要素の中の脈動流に対してはすべて粘性波動方程式を用いており、式(1)および式(2)の伝達マトリックスの係数 $a \sim d$ は、要素の断

図 2 回路編集および諸元入力中の CRT 画面の 1 こま

面積と長さを A と L , 流体の密度を ρ , 流体中の音速を c^* とすると,

$$\left. \begin{aligned} a &= \cosh \left\{ \frac{s\xi(s)L}{c^*} \right\} \\ b &= \frac{\rho c^* \xi(s)}{A} \sinh \left\{ \frac{s\xi(s)L}{c^*} \right\} \\ c &= \frac{A}{s c^* \xi(s)} \sinh \left\{ \frac{s\xi(s)L}{c^*} \right\} \\ d &= \cosh \left\{ \frac{s\xi(s)L}{c^*} \right\} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (3)$$

ここに, 伝ばオペレータ $\xi(s)$ は, 管路の半径を r_0 , 流体の動粘度を ν とすると, 近似的に次式で与えられる⁽⁷⁾.

$$\xi(s) \doteq 1 + \sqrt{\nu/r_0^2 s} + \nu/r_0^2 s \dots\dots\dots (4)$$

さらに, 本解析では, 導管と継手金具は剛体管路, 配管用の鋼管は弾性管路⁽⁸⁾, 高圧ゴムホースは3要素モデル (このモデルを採用した理由は4章に示す) の粘弾性管路⁽⁹⁾として取扱っている. この場合, 式(3)中の音速 c^* はそれぞれの管路に対して以下になる.

$$\begin{aligned} \text{剛体管路:} \quad c^* &= \sqrt{K/\rho} \\ \text{弾性管路:} \quad c^* &= \frac{\sqrt{K/\rho}}{\sqrt{1 + \{(K/E)(D/e)\}\eta}} \\ \text{粘弾性管路:} \quad c^* &= \sqrt{Dk/4\rho} \times \sqrt{\frac{T_1 s + 1}{T_2 s + 1}} \\ &\quad \text{(3要素モデル)} \end{aligned} \dots\dots\dots (5)$$

ここに, K は流体の体積弾性係数, E は管材の縦弾性係数, D は管の直径, e は管の肉厚, η は管材のポアソン比と管の支持条件によって決まる定数, k , T_1 および T_2 は3要素モデルのパラメータと流体ばね定数 ($=4K/D$) によって決まる定数である.

集中定数要素は脈動に対する抵抗 (インピーダンス) の特性から, 抵抗形インピーダンスをもつ固定絞り, エルボ継手, 分岐継手および異径継手, 容量形インピーダンスをもつ容量, 慣性形インピーダンスをもつチョークに分類でき, それぞれに対して式(1) [および式(2)] の伝達マトリックスの係数は次のように表せる.

$$\left. \begin{aligned} \text{抵抗形インピーダンス:} \quad a=1, b=R_f, c=0, d=1 \\ \text{容量形インピーダンス:} \quad a=1, b=0, c=Vs/K_e, d=1 \\ \text{慣性形インピーダンス:} \quad a=1, b=\rho ls/A_c, c=0, d=1 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (6)$$

ここに, R_f は流量に比例する流動抵抗の係数, V は容積, K_e は容量部の流体の等価体積弾性係数, l と

A_c はチョークの長さや断面積である.

3.2 計算法 式(1)から, l 番めの要素の上流端のインピーダンス $Z_l (=P_l/Q_l)$ と, これに単純接続する m 番の後続要素のインピーダンス $Z_m (=P_m/Q_m)$ との間には次の関係が成立する.

$$Z_l = \frac{aZ_m + b}{cZ_m + d} \dots\dots\dots (7)$$

また, 分岐接続部においては, 分岐の要素番号を l , 二つの接続要素の番号を m と n とすると, これらの要素の上流端のインピーダンスの間には次の関係が成立する.

$$Z_l = \frac{Z_m Z_n}{Z_m + Z_n} \dots\dots\dots (8)$$

インピーダンス法による計算の流れの概略は以下のとおりである. 回路編集および諸元入力で作成されたシミュレーション回路に対して, 式(7)と式(8)の関係をを用いて, インピーダンスの既知の端末要素から上流に向かって各要素の上流端のインピーダンスの値を順次求めていき, 最上流端のポンプ端において, 上で得られたポンプ端のインピーダンスと2.3節の(2)ですでに求められているポンプ流量脈動 [ただし, 解析(1)~(3)に対しては基準となる一定値でよい] の値から, ポンプ端の圧力脈動を求める. 次に, ポンプ端の流量脈動と圧力脈動の値を基に, 式(2)の関係をを用いて (分岐部では, 上で求まっている Z_m と Z_n の値および $P_l = P_m = P_n$ の関係も用いる), 下流に向かって各要素の上流端の流量脈動と圧力脈動を順次求めていく. これらの計算は, 多数の分岐を含む複雑な回路であっても, 計算機が計算順序を正しく判断し, 自動的に行われるようになっている.

4. 基本要素の脈動伝達特性の実験による検討

脈動解析用のはん用シミュレーションプログラムを開発するに先立ち, 本パッケージに収納される基本要素の中, 鋼管, エルボ継手, 分岐継手, 異径継手, および高圧ゴムホースの代表的な要素について脈動伝達特性を実験的に解析し, これら要素の数学モデルの検討 [具体的には, 式(3)~(6)のパラメータの検討] を行った. 図3にこれらの基本要素に対する試験管路を示す. この中, 単一真直鋼管については, 従来詳しい解析が数多く行われているが, ここでは実験方法の妥当性の検討と, 他の要素の数学モデルの精度の判断の基準にするために実験を行ったものである. 実験装置の脈動源には, 4 kHz 程度の高周波域まで調和成分が卓越して発生する逃げ構のない弁板を取付けた斜板形ピス

トンポンプの流量脈動を利用し、供試要素の上流側と下流側で測定した圧力脈動の周波数分析を行い、両者の振幅比と位相差の周波数特性から、供試要素の脈動伝達特性を求め、本パッケージの解析(2)による計算結果と比較検討した。各試験管路に対するシミュレーション回路は、例えば図3の中の高圧ゴムホースを含む管路の場合には、脈動源(ポンプ)→導管(圧力測定用ブロック内通路)→ホース継手金具→ホース→ホース継手金具→導管(圧力測定用ブロック内通路)→負荷弁→一定圧力源から成る基本要素の組合せ回路として作成されている。また、エルボなどのマイナ損失のある

図3 基本要素の脈動伝達特性測定用の試験回路

図4 基本要素の脈動伝達特性の実測値と計算値の比較

長さを有する要素に対しては、先行および後続要素の長さの中にこれらの長さを等分に加え、中心の位置に抵抗が集中して存在するものとして、数学モデルを作成している。

図4(a)～(e)に、供試基本要素の脈動伝達特性の実測値と計算値を示す。

まず図4(a)の単一真直鋼管に関しては、この種の現象に対して従来から広く用いられている弾性管内の粘性波動方程式に基づく計算により、少なくとも実験を行った3 kHz程度の高周波域まで、実測値をかなり高い精度で説明できることがわかる。本パッケージでは、導管と継手金具内の脈動流に対しても粘性波動方程式を用いており、これらの要素の脈動伝達特性に対しても、これらの数学モデルによって鋼管の場合と同程度の精度で説明できるものと推察する。

次に、図4(b)～(d)の結果から、エルボ継手、分岐継手および異径継手を含む場合には、高周波域の共振および反共振点近傍で、計算値と実験値との差異が単一真直鋼管の場合に比べてやや大きくなっていることがわかる。これは、実測値は周波数が高くなるにつれて単一真直鋼管の場合に比べて減衰が大きくなっている（換言すれば、より大きな周波数依存の流動抵抗を示している）のに対して、計算では定常流の場合の損失係数から求めた一定の流動抵抗を用いているためである。しかし、本パッケージでは、油圧ポンプの流量脈動に起因する脈動現象を対象にしており、後述するように、ポンプ流量脈動の調和成分は高周波域では著しく減少するため、この種の解析目的に限定する限り、本数学モデルでも実用上はあまり問題にならないと考えられる。

高圧ゴムホースなどの粘弾性管内の波動伝ば特性に対しては、従来、弾性管に対するほどの精度の高い数学モデルは開発されておらない。本研究では最初に、3要素モデルと5要素モデルを用い、図4(e)の実験結果を基に、試行錯誤的にそれぞれのモデルの係数を調べながら、両者の特質を検討した。その結果、解析を行った3 kHz程度までの全周波数域にわたってみれば、5要素モデルのほうが、実験結果に現れている粘弾性管特有の伝ば定数（換言すれば、減衰係数と位相速度）の周波数依存性をより定量的に説明できるが、1.5 kHz程度までの周波数域に限定して考えれば、両者の間の優劣の差は顕著には認められなかった。図4(e)の計算値は、高圧ゴムホース（ブレイドタイプ）を両端のホース継手金具部と粘弾性管部に分けて厳密に取扱い、粘弾性管部を $T_1=5.0 \times 10^{-4}$ s, $T_2=3.8 \times 10^{-4}$ s, $k=1.96 \times 10^{11}$ N/m³ の係数をもつ3要素モデ

ルとして算出したものである。計算値と実測値の差異は図4(a)の弾性管の場合に比べれば大きく、まだ数学モデルの改良（新たな力学モデルの考案も含めて）が必要であるが、従来の資料〔例えば、文献(2), (9)〕に比べれば、本数学モデルははるかに精度の高いモデルといえる。

5. シミュレーション結果と実験結果との比較および考察

図5に示す3種類の油圧回路に対して実験を行い、シミュレーション結果（計算結果）との比較検討を行った。この中、回路(1)はアキシアルピストンポンプ、継手金具、単一真直鋼管および負荷弁から成る最も単純な回路であり、主として実測した圧力脈動からポンプの流量脈動の数学モデルの精度を検討するためのものである。回路(2)と回路(3)は、回路(1)に口径の異なる複数の真直鋼管、エルボ継手、分岐継手、異径継手、高圧ゴムホース、ホース継手金具などを付加したものであり、組合せ回路中での各基本要素の数学モデルの妥当性（特に、要素間の相互作用の有無）および本解析手法の妥当性を検討するためのものである。なお、ここではページ数の関係で、五つの解析項目の中、回路構成基本要素の脈動伝達特性のほかにポンプの流量脈動特性も支配的に関与する最も高い解析精度が要求される解析(4)の項目についての考察のみ記す。

図6(a)～(d)の上段は、本パッケージで算出した回路(1)～(3)の、図5に示した圧力測定点における圧力脈動の波形（2周期分）とそのフーリエスペクトル（すなわち、調和成分振幅）の計算値であり、CRT画面に表示したものをそのままプリンタに出力したものである。また、各図の下段は、同じ出力画面上に表示した実測値である。なお、圧力脈動波形の計算値はすべて、ポンプ流量脈動の二十次までの調和成分に基づく圧力脈動の調和成分を加え合せたものであり、また、フーリエスペクトルは、計算値も実測値もすべて調和振幅の計算値の最大値を基準にデシベル単位で表してある。図7に、本パッケージで算出した図6の試験条件（回転速度：1500 rpm, 吐出し圧力：15.0 MPa）下における供試ポンプの流量脈動の波形とそのフーリエスペクトルを示す。

まず、図6(a)に示す回路(1)の場合、別途に本パッケージで算出した解析(1)の結果（図は省略）と併せて考えると、管路の共振および反共振点に極めて近い周波数の成分（四次成分）と七次以上の高次の成分を除いて、計算値と実測値の調和振幅は平均約10%（約1 dB）の誤差で一致した。図4(a)の結果も併せて

MAXIMUM PUMP DELIVERY : 573.04 (ml/s)
MINIMUM PUMP DELIVERY : 495.80 (ml/s)
Qmean : 553.20 (ml/s)

図7 供試ポンプの流量脈動波形とフーリエスペクトル

十分な精度を有しているといえる。

次に、エルボ継手、分岐継手、異径継手、複数の真直鋼管を含む図6(b)に示す回路(2)の場合にも、振幅が25 dB以下(最大振幅の約1/20)の成分を無視すれば、管路の局所的な共振点に近い三次と五次の成分を除いて実測値と計算値は大略一致していることがわかる。

図6(c), (d)に示す回路(3)の場合、周波数の高い成分はもちろん、圧力脈動波形の大きさに支配的に影響する比較的低周波の調和成分(振幅が最大振幅の約1/10以内、すなわち-20 dB以内の成分)に対する実測値と計算値との差異も、回路(1)の場合に比べてかなり大きく、最大で平均(調和成分に対する)約25% (約2 dB)の差異がある。しかし回路(3)は、高圧ゴムホースのほかに、複数の鋼管と分岐継手を含み、対象にする周波数領域において多数の共振および反共振点が現れる非常に複雑な回路であること、この種の現象に対しては25%程度の差異は実用上許容されることなどを考慮すれば、高圧ゴムホースを含む複雑な油圧回路に対しても本パッケージの利用価値は高いといえよう。

なお、管路が複雑になると、単独の存在ではあまり問題にならない絞り、エルボ継手、異径継手、分岐継手などにおける周波数依存(厳密には、振幅依存も)の抵抗の影響が重畳されて現れるため、複雑なシステムに対しても本パッケージの解析精度を高めるためには、今後、高圧ゴムホースの脈動伝達特性と併せて、これらマイナ損失部の抵抗に対するより詳細な解析を行う必要があると思われる。

6. あとがき

油圧ポンプの吐出し量の脈動に起因して任意の油圧システムの管路内に発生する流体脈動を、これらの現象の物理・数学的取扱いに精通していない技術者でも、簡単にPC上で解析できるはん用シミュレーションパッケージを開発し、実験によりその工業的有用性を検討した。その結果、脈動に応答するような可動部分をもつ一部の制御弁を含む油圧システムを除いて、ほとんどの油圧システムの脈動現象に対するシミュレーション回路を本パッケージに収納されている基本要素の組合せで作成できること、シミュレーション結果(計算結果)も実用的に十分な精度を有していること、取扱いが非常に簡単であることなどがわかり、開発した本シミュレーションパッケージは、油圧システムの流体伝ば振動の低減化対策のための脈動解析用CAEツールとして極めて有用性の高いものであることが確認された。

今後は、より多様な油圧システムにも対応できるように必要な基本要素の拡充と、これら要素に対する実験事実に基づいた精度の高い数学モデルの開発を行い、本シミュレーションパッケージの機能および解析精度の一層の向上を図っていきたいと考える。

最後に、実験装置の一部の提供を賜った(株)ダイキン工業と、実験に協力いただいた当時の学生の渡辺敏光君と大西邦彦君に感謝の意を表する。

文 献

- (1) Wacker, K., *Ölhydraul. Pneum.*, **29**-11 (1985), 818, 29-12 (1985), 908.
- (2) 北川, (財)機械振興協会技術研究所, 油空圧機器の振動・騒音の低減化に関する研究, (1990-3), 207.
- (3) 小嶋・品田・吉野, 機論, **49**-443, B (1983), 1458.
- (4) 小嶋・品田, 機論, **50**-450, B (1984), 406.
- (5) 小嶋・品田, 機論, **52**-476, B (1986), 1480.
- (6) Kojima, E. and Nagakura, H., *Bull. JSME*, **25**-199 (1982), 46.
- (7) Broun, F. T., *Trans. ASME*, Ser. D, **84**-4 (1962), 547.
- (8) 例えば, Wylie, E. B. and Streeter, V. L., *Fluid Transients*, (1978), 6, McGraw-Hill.
- (9) Ismail, A. A. and Nakano, K., 油圧と空気圧, **10**-7 (1979), 38.