

冷却ファン油圧駆動システムの圧力変動解析

服部勝彦, 鈴木秀之

Simulation Analysis of Pressure Fluctuation for Hydrostatic Driving System of Cooling Fan

Katsuhiko Hattori, Hideyuki Suzuki

要 旨

従来、エンジンの冷却ファンは電動式が主流であった。しかし、この方式は小形・軽量化および大風量化が困難であった。そこで、この技術課題を解決するため、トヨタでは冷却ファンの油圧駆動システムを世界に先駆けて量販車両に実用化した。このシステムはエンジンによって駆動される油圧ポンプ、冷却ファンを直結で駆動する油圧モータ、リザーバタンク、ホース類、そして電子制御ユニットから成り立っている。冷却ファンの回転数は油圧モータへの供給圧力の制御によって無段階に調節される。この圧力制御は油圧ポンプに内蔵の電流比例式リリーフ弁によって行われる。

このシステムでは、圧力変動が油圧ポンプから油圧

モータに高圧油を供給するホース内で発生し、制御性の悪化および振動騒音の増大等の問題を引き起こすことがあった。この圧力変動は油圧駆動システムが作動する領域の中でも、オイルの温度が低い条件で、かつ油圧ポンプと冷却ファンの回転数がある関係の範囲にあるときに大きくなる。

本研究はこの圧力変動に着目して、シミュレーションプログラムを開発し、発生原因および発生機構の理論的な検討を行ったものである。これより、圧力変動の発生原因および発生機構が解明でき、有効な変動抑制法が確立した。

Abstract

The electrical-motor driving system, which has been popular for the engine cooling fan system, is not adequate for constructing a cooling fan system of small size and light weight while achieving a reduced fan noise and a large air flow. For satisfying these requirements, a new hydrostatic driving system for cooling fans has been developed. This system is composed of a hydraulic pump driven by an engine, a hydraulic motor driving a cooling fan, a reservoir tank, hoses, and an electronic control unit. The fan speed is

controlled by an electro-hydraulic pressure control valve in the hydraulic pump. However, the pressure fluctuation with extremely large amplitudes and relatively low frequencies were observed to occur in this hydraulic system when operated at low oil temperatures.

In this study, the cause and mechanism of the fluctuation along with the countermeasures were clarified by utilizing a simulation analysis technique.

キーワード

冷却ファン, 油圧駆動システム, 圧力変動, シミュレーション解析

1. はじめに

近年、自動車はエンジンの高出力化、ヘッドライトのワイド化、そして車体のスラントノーズ化に伴ってエンジン冷却系のスペースが不足気味の傾向であり、一方では静粛性の向上および燃料消費の低減に対する要望がますます強くなっている。このような要望に対して、大風量、軽量・小形、低騒音、そして低駆動損失の冷却ファンが必要になった。このような要求性能を満足するものとして、Fig. 1に示す構成の油圧駆動システムがトヨタにおいて世界に先駆けて開発・実用化された¹⁾。このシステムはエンジンによって駆動される油圧ポンプ、冷却ファンを直結駆動する油圧モータ、ホース類、リザーバタンク、そしてファン回転数を制御する電子制御ユニット (ECU) から構成されている。油圧ポンプには電流比例式リリーフ弁 (以後、圧力制御弁と呼ぶ) が内蔵され、ポンプから吐出されたオイルのうち、不要なオイルをポンプの吸込み側に戻すことによって、電子制御ユニットから供給された入力電流に比例した圧力を油圧ポンプと油圧モータ間のホース内に発生させる。冷却ファンはこの圧力に比例するモータ出力トルクと回転数に対応するファントルクが釣り合った回転数で回転する。なお、構成要素の主な諸元はTable 1のようである。

以上のように、このシステムでは圧力制御により冷却ファンの回転数が電氣的なフィードバックをすることなく、無段階に調節できる。このファン回転数制御の方式としてはこの圧力制御方式の他に、入力電流に比例した流量を油圧モータに供給する流量制御方式も

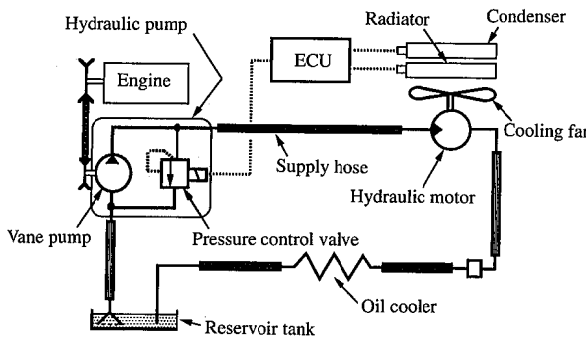


Fig. 1 Schematic diagram of system.

あるが²⁾、この方式は圧力制御方式に比べて、入力電流に対するファン回転数が高温時に大きく低下する点で好ましくないこと、始動時にサージ圧力が発生しやすいことなどの欠点がある。しかし、圧力制御方式でも油温が低いほど、大振幅で、かつ低周波 (10Hz程度) の圧力変動が発生する問題を抱えていた。

そこで、本研究ではシステムを構成する油圧-機械系に対してその特性を解析するためのシミュレーションプログラムの開発、そしてシステムの動特性解析を行い、圧力変動の発生原因および発生機構、そして抑制法を明らかにした。

2. 実験方法

ベンチ実験では車載システムと同じ形式のものを用い、油圧ポンプをエンジンの代わりに電動機によって一定回転数 (1000 rpm) で駆動した。そして、ポンプの吸込口および出口、油圧モータの入口および出口の各圧力、ポンプ出口近傍の流量、さらに油圧ポンプおよび冷却ファンの回転数などをそれぞれ半導体圧力変換器 (Kulite社製, HEM-375), タービン流量計 (メータフロー社製, M2/0500/U3), そしてインクルメンタル形ロータリエンコーダ (マイクロテック社製, MES-30-360) により計測した。また、油圧モータの特性上、モータ流入流量がモータ軸回転数にほぼ比例

Table 1 Specifications of hydraulic system.

Hydraulic pump	Type Displacement	Balanced and vane 10.5 ml/rev
Valve (in pump)	Type Control range	Pressure control 0.2~7.0 MPa
Hydraulic motor	Type Displacement Output torque	Trochoid and internal gear 5.0ml/rev 4.5 N・m
Cooling fan	Inertia moment Diameter	0.0053kg・m ² 430mm
Supply hose [with rubber hose (R) and steel tube (S)]	Length (=1270mm) Inner dia. (mm)	90 (S) + 310 (R) + 520 (S) + 260 (R) + 90 (S) 6.5 (S) and 9.5 (R)

することより、油圧モータ入口の流量を冷却ファン回転数の計測データから一般的な換算式（＝1回転当りの押しのけ量×ファン回転数÷油圧モータの容積効率）により求めた。

実験条件をTable 2に示す。

3. 計算方法

3. 1 モデリング

このシミュレーションではFig. 2に示す範囲を対象に、圧力制御弁のスプールおよびポペット、そして冷却ファンの運動方程式、さらに各要素の境界をオイルの連続の式により、システムの数式化を行った。

ポペットの運動には可動鉄心の質量をポペットに含めて考慮した。また、可動鉄心の背部に設けられているダンパーはポペットの動きを抑制するためのものであり、ここではそれを油温、すなわちオイルの粘度の

関数とした粘性抵抗係数により考慮した。

次に、ホース内のオイルの挙動に関してはホースを管材質ごとに分割した集中定数系とし、オイルの圧縮性、慣性、そして粘性を考慮して数式化した。このとき、オイルの圧縮性にはホースの管壁剛性（半径方向の膨張率を決める因子で、管材の縦弾性係数）および気泡の混入を考慮した³⁾。さらに、油圧モータについては機械効率、容積効率、そして流量脈動率を考慮した。ただし、これらの油圧モータの諸元はシミュレーション検討の結果、変動の主要因子でなかったため、それらの結果については記述を省略した。

3. 2 基礎式

以下にシミュレーションに用いた代表的な基礎式を示す。

(1) スプールの運動方程式

$$m_S \frac{d^2 x}{dt^2} + c_S \frac{dx}{dt} + k_S (x + x_{SO}) + F_{FLS} + \text{sign}(dx/dt) F_{FRS} - A_S (P_D - P_P) = 0 \quad \dots \dots (1)$$

A_S ; スプールの圧力作用面積

c_S ; スプールの粘性抵抗係数

F_{FRS} ; スプールに作用する摩擦力

F_{FLS} ; スプールに作用する流体力

k_S ; スプール用バネのばね定数

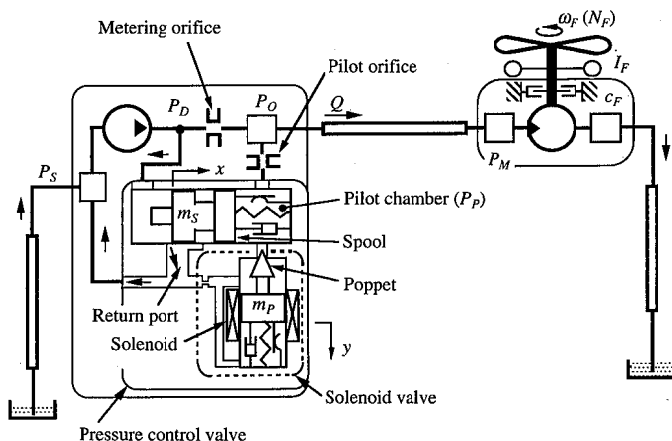
m_S ; スプール質量

P_D ; ポンプ吐出圧力

P_P ; パイロット圧力

Table 2 Test conditions.

Kind of working oil	Power steering fluid [62 cSt (at 30℃)]
Oil temp.	40～80℃
Rotational speed of pump	1000 rpm
Belt tension force	400 N



Symbol "□" is a point where oil compressibility is considered.

Fig. 2 Simulation model.

t ; 時間

x ; スプール変位

x_{SO} ; スプール用バネの初期たわみ

(2) ポベットの運動方程式とパイロットチャンバの連続の式

ポベットの運動方程式を式(2)で与える。

$$m_P \frac{d^2 y}{dt^2} + c_P \frac{dy}{dt} + k_P (y + y_{SO}) + F_{FLP} + \text{sign}(dy/dt) F_{FRP} + F_{SN} - A_P (P_P - P_{PR}) = 0 \quad \cdots (2)$$

$$F_{FLP} = \rho Q_{PS} [2(P_P - P_{PR}) / \rho]^{1/2} \cos(\alpha/2) \quad \cdots (3)$$

$$Q_{PS} = C A_{PS}(y) [2(P_P - P_{PR}) / \rho]^{1/2} \quad \cdots (4)$$

A_P ; ポベットの圧力作用面積

$A_{PS}(y)$; ポベットの絞り面積 (y の関数)

$[= \pi y \sin(\alpha/2) (d_{PS} - 0.5y \sin \alpha)]$

C ; 流量係数

c_P ; ポベットの粘性抵抗係数

d_{PS} ; ポベットの弁座穴径

F_{FRP} ; ポベットに作用する摩擦力

F_{FLP} ; ポベットに作用する流体力

F_{SN} ; ポベットに作用する電磁力

k_P ; ポベット用バネのばね定数

m_P ; ポベット質量

P_{PR} ; パイロットドレーン圧力

Q_{PS} ; ポベット絞り部からの流出流量

y ; ポベット変位

y_{SO} ; ポベット用バネの初期たわみ

α ; ポベットの円錐角

ρ ; オイルの密度

ただし、式(2)第2項の c_P をオイルの粘性係数 μ (油温の関数) の1次に比例すると置く。

パイロットチャンバの連続の式は式(5)で与える。

$$Q_{PO} + A_S \frac{dx}{dt} - \frac{V_P}{K_F} \frac{dP_P}{dt} - Q_{PS} - A_P \frac{dy}{dt} = 0 \quad \cdots (5)$$

$$Q_{PO} = C A_{PO} [2(P_O - P_P) / \rho]^{1/2} \quad \cdots (6)$$

A_{PO} ; パイロットオリフィスの流路面積

K_F ; オイルの体積弾性係数

P_O ; ポンプ出口圧力

Q_{PO} ; パイロット流量

V_P ; パイロットチャンバの容積

(3) 冷却ファンまわりの運動方程式

$$I_F \frac{d\omega_F}{dt} + c_F \omega_F + T_F - T_M = 0 \quad \cdots (7)$$

c_F ; ファンおよびモータの全粘性抵抗係数

I_F ; 冷却ファンの慣性モーメント

T_F ; 冷却ファンの駆動トルク

T_M ; 油圧モータの出力トルク

ω_F ; 冷却ファンの角速度

ただし、 T_F は式(8)のような実験式で与え、 a および b は係数である。

$$T_F = a \omega_F^2 + b \omega_F \quad \cdots (8)$$

なお、 T_M はモータの機械効率を考慮し、式(9)の一般式で与える。

$$T_M = \Delta P_M D_M \eta_{MT} / (2\pi) \quad \cdots (9)$$

D_M ; 油圧モータの容量

(1回転当りの押しのけ量)

ΔP_M ; 油圧モータの前後差圧

η_{MT} ; 油圧モータの機械効率

(4) 作動オイルの運動の式と連続の式

作動オイルの流路内における運動の式は式(10)で与えられる。

$$\frac{\rho L}{A} \frac{dQ}{dt} + \frac{128\mu Q L}{\pi d^4} - \Delta P = 0 \quad \cdots (10)$$

ただし、 A , d , L は流路の面積、内径、単位長さであり、 ΔP , Q は単位長さ当りの差圧、そこを流れる流量である。

作動オイルの単位流路における連続の式はオイルの圧縮性を考慮して式(11)で与えられる。

$$Q_{IN} - \frac{V}{K} \frac{dP}{dt} - Q_{OUT} = 0 \quad \cdots (11)$$

ただし、 P , V は単位流路内の圧力および容積、 Q_{IN} , Q_{OUT} は単位流路への流入および流出流量である。また、 K は流路内オイルの等価体積弾性係数であり、流路壁の剛性などを考慮して式(12)で与える。

$$K = \frac{K_F E_W e_W / d}{K_F + E_W e_W / d} \quad \cdots (12)$$

E_W ; 流路 (ホース) 壁の剛性

e_W ; 流路 (ホース) 壁の肉厚

この計算の入力条件として、ベーンポンプの吐出流量を実験条件と同じ1000rpm相当の一定値として与え、電磁弁 (圧力制御弁の一構成要素) のソレノイドで発生する電磁力を目標の圧力になる一定値、もしくはそれに周波数0.5~50Hzの正弦波状の一定振幅値を加えたものとしてポベットに作用させた。

4. 実験および計算結果

4. 1 電流 — ファン回転数特性への影響

圧力制御弁のソレノイドに供給する電流とファン回転数との関係を実験によって求めると、Fig. 3に示すようになった。この図は圧力変動が起きやすい低温（油温40℃；実験できる最低温度）時と起きにくい高温（80℃）時の結果を比較したものである。このように、40℃の結果では大きな圧力変動の発生により、入力電流が i_2 （最大値の2/3）近傍において、ファン回転数の制御性が著しく悪化することが分かる。

4. 2 変動の発生状況

圧力変動の発生状況をベンチ実験により、以下のようにならした。

(1) 代表的な各部の変動波形

油温40℃と80℃について、それぞれ圧力変動振幅が最大になる電流値 i_2 と i_1 （最大値の1/2）の条件で測定した各部の変動波形はFig. 4, 5に示すようであり、上から、ポンプ吸込み圧力 (P_S)、ポンプ軸回転数 (N_P)、ポンプ出口近傍流量 (Q)、ポンプ出口圧力 (P_O)、モータ入口圧力 (P_M)、そしてファン回転数 (N_F) である。この結果、油温が40℃のときのサプライホース内で発生する圧力変動振幅（p-p）値は平均値の1.5倍以上と他の変動に比べて極めて大きく、80℃のときに比べても2～3倍の大きな振幅であった。なお、80℃では圧力および流量の変動がほぼ同位相であるのに対して、40℃

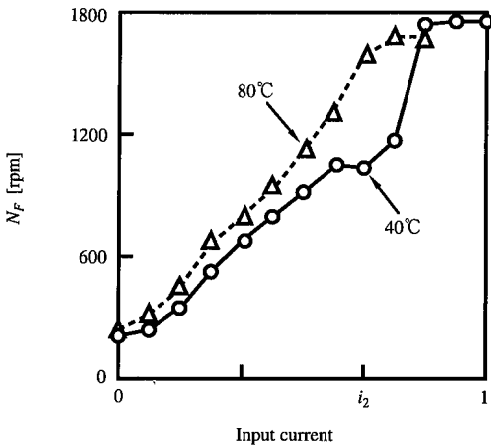


Fig. 3 Relation between input current vs. fan speed.

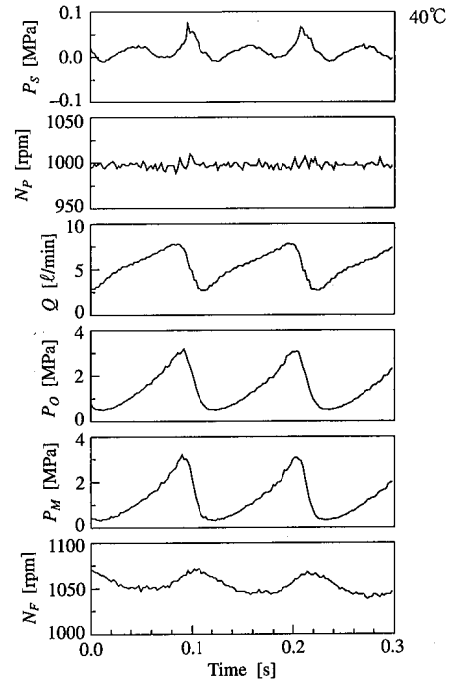


Fig. 4 Wave forms of low temperature.

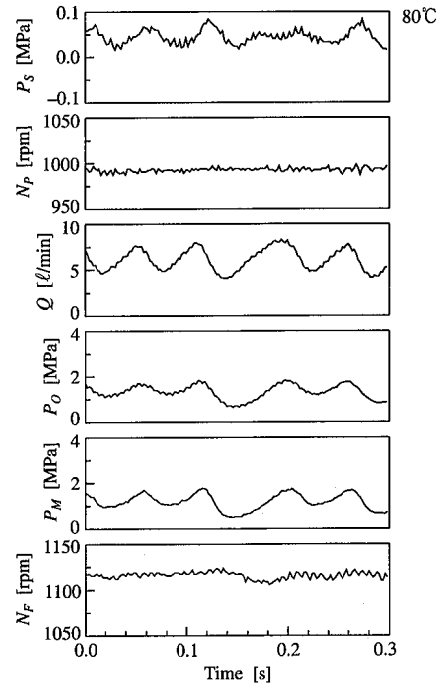


Fig. 5 Wave forms of high temperature.

では流量変動が圧力変動に対して約90度の位相進みになっている。これは式(11)からも明らかなように、圧力変動がサプライホースの流入流量の変動成分を積分したものであることを意味し、サプライホース内オイルの等価的な圧縮性が関与したものであることが推察できる。

(2) 圧力変動の振幅特性

ソレノイドに供給する電流値に対するポンプ出口圧力の変動振幅 ($p-p$) 値を油温40℃と80℃について比較すると、Fig. 6のようになる。この結果から、油温40℃の場合は i_2 のときに、そして80℃の場合には i_1 のときに圧力変動がそれぞれ最大になり、それ以上の電流を供給すると、圧力変動は急激に小さくなることが分かった。この圧力変動が急激に小さくなる原因はファン回転数の増大によって圧力制御弁からのリターン(余剰)流量が減少し、スプールがリターンポートの開度を閉じ気味に変位する、言い換えると、不感帯領域を変位するため、自励振動に発達しにくくなったと考える。

(3) 各変動の周波数特性

ソレノイドに供給する電流値を所定の間隔で変化させ、その時々ポンプ出口圧力の時系列データを周波数分析した。それをキャンベル線図により示したものがFig. 7である。この図はファン回転数に対する変動周波数の関係を示したものであり、図にはそれぞれの周波数成分の圧力変動振幅値が円の大ききで示されて

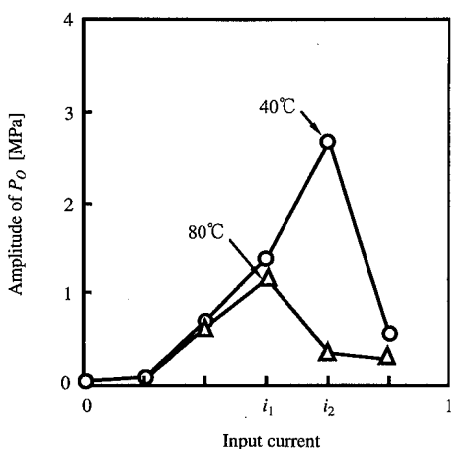


Fig. 6 Tendency of pressure fluctuation characteristics by oil temp.

いる。このように、変動周波数はファン回転数の次数成分に無関係であり、ファン回転数の増加によって15Hzから8Hzにかけて低くなる。

また、図の横軸のファン回転数がほぼ等間隔の入力電流の設定にもかかわらず不等間隔になった原因はFig. 3にあるように、ファン回転数の制御性能における直線性が圧力変動の大きい領域で悪化するためである。

4. 3 プログラムの妥当性検証

シミュレーションプログラムの妥当性を検証したものがFig. 8, 9である。ここでは計算結果と実験結果を並べて比較している。

Fig. 8はポンプ出口とモータ入口における流量および圧力の変動波形について、検証したものである。これより、計算結果は実験結果の特徴を以下の①～③のようによく現わすことより、変動波形の特徴が再現できるシミュレーションプログラムであることを証明した。

- ①流量の変動振幅がポンプ出口で大きく、モータ入口で極めて小さい。
- ②圧力変動がポンプ出口とモータ入口において、ほぼ同振幅、同位相で、かつ大きな振幅である。
- ③変動周波数が共に約8Hzである。

一方、Fig. 9は油温をパラメータとして、電磁力とポンプ出口圧力の変動振幅 ($p-p$) 値との関係について検証したものであり、圧力変動が低温ほど発生しやすい性質を再現している。すなわち、計算結果は実験結果と同様に、低温で大きな振幅になること、ある電磁力のときに最大になることが再現できた。

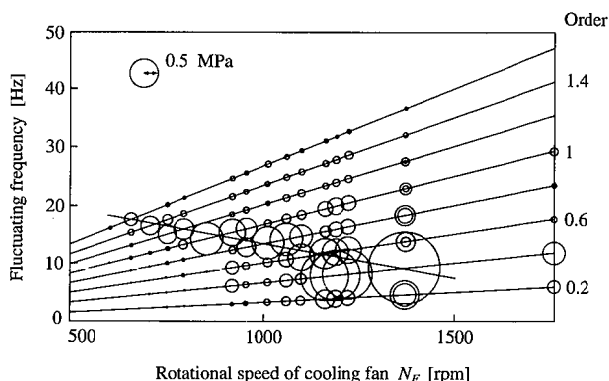


Fig. 7 Relation between fan speed vs. fluctuating frequency.

以上のように、計算結果が実験結果の特徴をよく現すことより、シミュレーションプログラムの妥当性が証明できた。

4. 4 発生機構の解明

油圧系の代表的な因子について、圧力変動に及ぼす影響をシミュレーションにより検討し、圧力変動の発生機構を以下のように解明した。

(1) ポペットに作用する粘性抵抗による影響

ポペットの粘性抵抗係数とポンプ出口圧力の変動振幅との関係はFig. 10のようになった。この図の横軸には、粘性抵抗係数が一般に油温の関数、すなわちオイルの粘度に比例することより、油温に換算した軸も示

されている。

この結果より、①圧力変動の振幅はポペットの粘性抵抗係数が高い低温ほど大きくなること、②ある粘性抵抗係数のときに最大になり、それ以上では急激に発生しにくくなること、そして、③ポペットを任意の位置に固定（変位制御）すると、圧力変動が発生しなくなることが明らかになった。

このように、ポペットに作用する粘性抵抗は圧力制御弁全体の応答性、特にポペットの動きを左右し、圧力変動の発生しやすさを決める最大の因子であることが分かった。しかし、この因子は変動周波数に対する影響が小さかった。

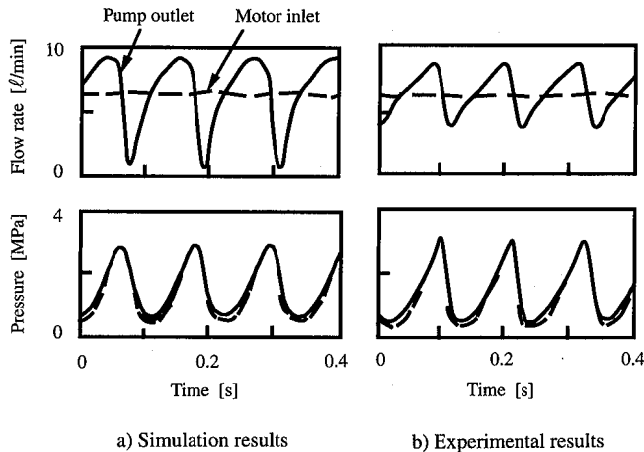


Fig. 8 Verification (1) for adequacy of simulation model.

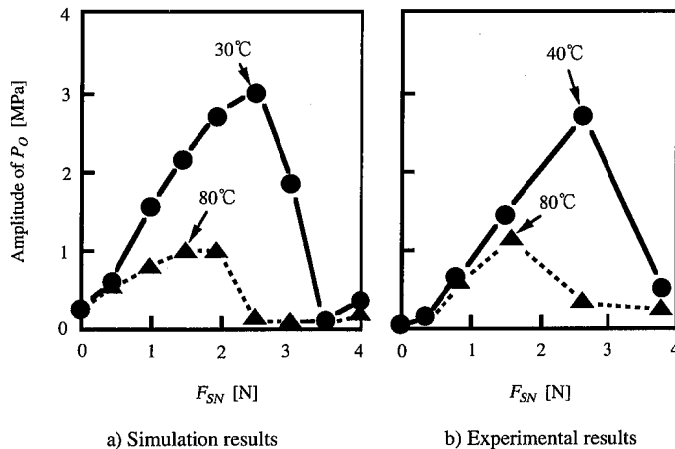


Fig. 9 Verification (2) for adequacy of simulation model.

(2) ホースの管壁剛性による影響

変動周波数を決める最大の因子はFig. 11の結果からも明らかなように、油圧ポンプと油圧モータ間のホースの管壁剛性 (E_W ; 管材の縦弾性係数に対応) であることが明らかになった。この図はサプライホース内のオイルの見掛け上の体積弾性係数を決めるホース管壁剛性による影響を見た計算結果であり、ホースを同一材質として管壁剛性を変化させたものである。

これより、変動周波数は管壁剛性が 10^4 N/mm^2 (オイルの体積弾性係数の約2/3) 以下で、管壁剛性による影響を大きく受けること、また、それ以上になると、管壁剛性の影響が無くなり、オイルの体積弾性係数によりほぼ決まることが分かった。この傾向は実験的にも確認できている。

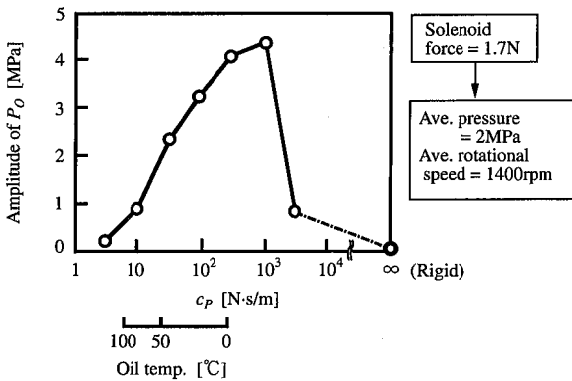


Fig.10 Influence of viscous damping force on poppet.

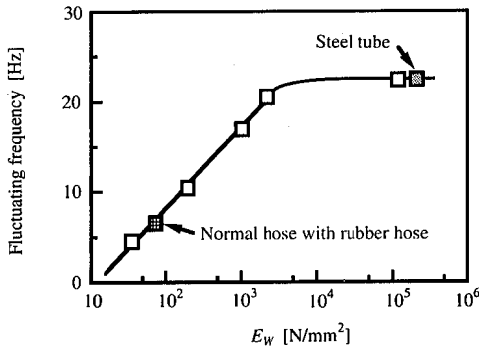


Fig.11 Tendency of fluctuating frequency by elasticity modulus of supply hose material.

(3) ファンの慣性モーメントによる影響

Fig. 12は冷却ファンの回転軸まわりの慣性モーメントによる影響を見たものであり、電磁力の加振周波数に対する電磁力の振幅 ($\pm 0.25 \times 1.7 \text{ N}$) とそれぞれの周波数 (f) 成分のポンプ出口圧力の変動振幅との比 ($\text{Gain} = 20 \log_{10} [\Delta P_o(f) / \Delta F_{SN}(f)]$) を表した周波数特性である。このように慣性モーメントが基準の1/100になると、圧力変動はほとんど発生しなくなることが分かった。

このことより圧力変動の発生原因として次のように考える。冷却ファンの慣性モーメントが油圧モータの出力トルクの割に大きいことは冷却ファンの回転数変動が発生しにくくなり、モータからの流出流量の変動を小さくさせる。そのため、ホース上流端の流量変動

に対するホース内圧力変動の比がオイルの圧縮性によって支配的になり、その比が極めて高くなる。ゆえに、このようなシステムでは圧力制御弁の圧力制御の応答性を高くすることが必要条件である。

(4) ホース下流端の境界条件による影響

サプライホース下流端の境界条件が圧力変動に及ぼす影響を調べると、Fig. 13のようになる。ここでは境界条件として冷却ファンを負荷とする油圧モータ (基準; 以後、ファンモータと呼ぶ) と一般的なオリフィスについて、比較検討した。すなわち、ファンモータの場合はサプライホースの流出流量がモータ回転数の変動が小さいことから

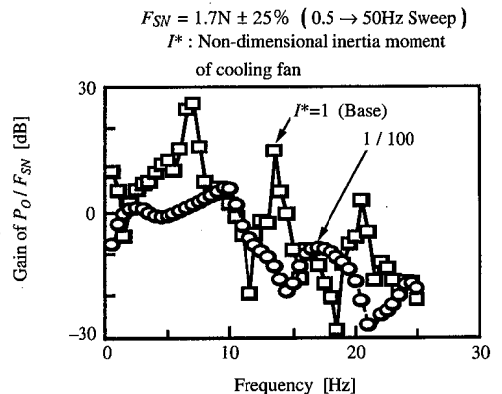


Fig.12 Influence of inertia moment on cooling fan.

ほぼ一定になるのに対し、オリフィスの場合は前後差圧の平方根に比例した流量が流出する。このため、ファンモータはサプライホースへの流入流量の変動振幅に対するホース内圧力の変動振幅の比（インピーダンス）が高く、オリフィスはそれが低くなる。ゆえに、ファンモータの場合にはオリフィスに比べて大きな圧力変動になると考える。

以上の検討より、圧力変動の発生原因および発生機構が明らかになった。すなわち、圧力変動は冷却ファンまわりの回転体を含む油圧—機械系が共振したものでなく、圧力制御弁のスプールおよびポペットの質点系を含む油圧—機械系とサプライホース内のオイルの圧縮性が主に関与する油圧配管系とが連成した自動振

動であることを明らかにした。次に、このことを踏まえて、圧力変動の抑制法を検討した。

4.5 変動の抑制検討

圧力変動の抑制について、シミュレーション解析により検討した一例を以下に示す。

(1) 流体力による影響

ポペットには流体力がポペットの絞り開度を閉じる方向に作用することが一般的に知られている。ここでは流体力がポペットに作用する場合と作用しない場合について比較検討し、Fig. 14のような結果を得た。これより、ポペットに作用する流体力は圧力変動を抑制する重要な因子であることが分かった。すなわち、流体力は一種の流体的バネであり、ポペットの絞り開度を閉じる方向に常に作用するリターンバネと同等な効果がある。特に、Fig. 4, 8に見られる鋸状の圧力変動は昇圧側の圧力制御弁の応答性が降圧側に比べて悪過ぎるために起こることより、流体力の作用はポペットがポペット開度を増す（降圧）側に動きにくく、そして開度を減じる（昇圧）側に動きやすくし、圧力制御弁の非対称的な応答性を対称的なものに改善するのに役立っている。

(2) ポペットの円錐角による影響

ポペットの円錐角はポペット変位に対するポペット絞り開度の変化割合（開度変化率）および流体力に影響する因子であり、Fig. 15のような影響が明らかになった。しかし、円錐角が大きいほど、流体力が減少するため、開度変化率の増大による効果は流体力の減少

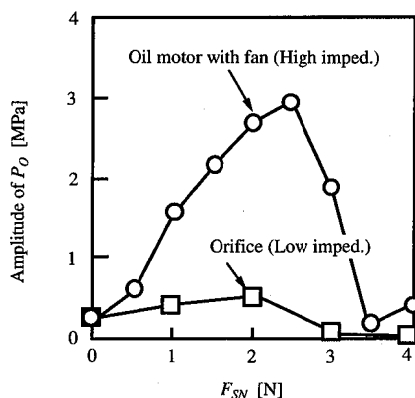
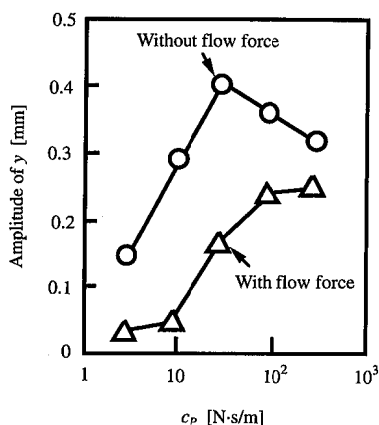
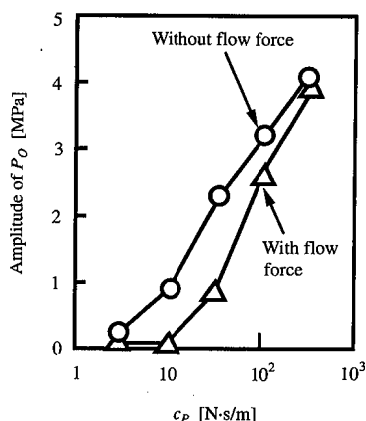


Fig. 13 Influence of downstream-end condition.



a) Poppet displacement



b) Supply pressure

Fig. 14 Influence of flow force on poppet.

によって多少相殺される。

(3) 総合評価 (電磁弁形状について)

圧力制御弁内部の寸法・形状により、その弁の応答性を改善すると、圧力変動を問題のない範囲まで低減できることが明らかになった。例えば、圧力制御弁の一要素である電磁弁のポペットまわりの形状をFig. 16のようにした電磁弁B (Aに比べて円錐角の増、パイロットドレインオリフィスの追加、円錐端部 "つば" の除去く流体力の付与) はFig. 17のように、電磁弁Aに比べて圧力変動が大幅に低減できる。この結果はシミュレーションによるものであるが、実験的にもFig. 18のように確認できた。この電磁弁の内部形状による効果の中で、ポペットに作用する流体力の付与による効果が大い。これまで、ポペットあるいはスプ

ールに作用する流体力は圧力調整弁などの場合に静特性を悪化させる。あるいはソレノイドの小形化を阻む因子として扱われており、流体力を補償する (零に近づける) ポペット形状などが研究されている。例えば、この研究の中には電磁弁Aのように、ポペット円錐面の後端に "つば" を付けると、ポペット円錐面上の圧力降下が全体に抑えられ、ポペットの絞り開度を閉じる方向に作用する流体力が減少、あるいは消滅することを実験的に検討した研究⁴⁾がある。しかし、流体力は本研究によって、この種の自励振動に対しては抑制効果のあることが明らかになった。

以上のように、圧力制御弁・電磁弁の内部形状によって圧力変動を抑制できることが確認できた。

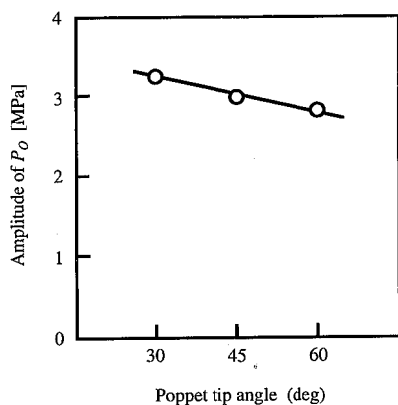


Fig. 15 Influence of poppet tip angle.

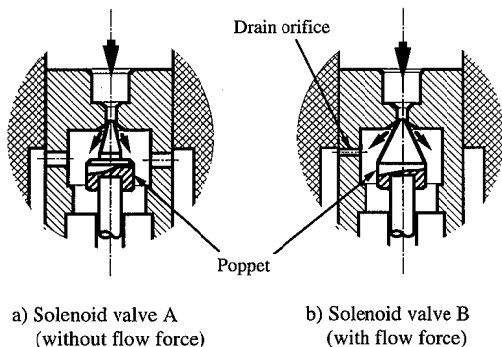


Fig. 16 Shape of solenoid valve.

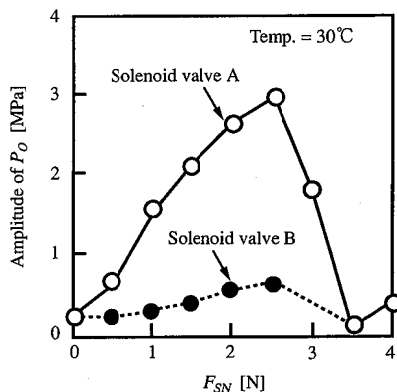


Fig. 17. Influence of solenoid valve (simulation results).

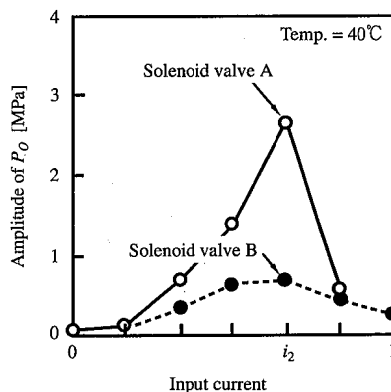


Fig. 18 Influence of solenoid valve (experimental results).

その他の抑制因子として、ポペット用バネのばね定数およびパイロットチャンバの容積を大きくすること、そしてメータリングオリフィスを付加することが効果的であることを明らかにした。

5. まとめ

低温時に発生する圧力変動がシミュレーションおよびベンチ実験により再現でき、両者の結果が変動周波数(8~9Hz)、大振幅(平均値の1.5倍以上)、そしてサプライホース上流端と下流端の変動形態(両端の圧力変動が同振幅、同位相であること)において、よく一致した。これより、計算結果の妥当性およびシミュレーションプログラムの有効性が証明できた。

このプログラムを用いた要因解析により、圧力変動について以下のことを明らかにした。

- (1) この圧力変動はこのシステムの構成上、起きやすい現象であり、この発生原因は圧力制御対象に対して圧力制御弁の応答性が不足した結果によるものである。
- (2) これは冷却ファンまわりの回転体を含む油圧一機械系が共振したものでなく、圧力制御弁のスプールおよびポペットの質点系を含む油圧一機械系とサプライホースまわりの油圧配管系が連成した自励振動である。
- (3) この抑制には圧力制御弁の諸元変更による応答性改善が有効な手段である。
- (4) 圧力制御弁内のポペットに作用する流体力はこれを抑制する因子である。

最後に、本研究を進めるに当たり、資料提供等でご協力を頂いたトヨタ自動車(株)ならびに豊田工機(株)の関係者各位に対して深謝します。また、当所機械3部山田正俊部長には多くのご助言を頂きました。

参 考 文 献

- 1) Hamamoto, T., et al. : "Development of the Electronically Controlled Hydraulic Cooling Fan System", SAE Tech. Pap. Ser., No.901710, (1990), 8p.
- 2) Altmann, U. : "Elektronisch geregeltes hydrostatisches Gebläsesystem im Automobil", MTZ, 52-12(1991), 610~615
- 3) 服部勝彦, 鈴木秀之: "自動車用ベーンポンプの低脈動化に関する研究(第1報 脈動発生要因の検討)", 昭和59年春季油空圧講演会講演論文集, 日本油空圧学会, (1984), 77~80
- 4) 殷慶文, 大島茂, 市川常雄: "ポペット弁の流体力補償に関する研究(第1報 つばによる効果)", 油空圧会誌, 19-2(1988), 71~78
- 5) 服部勝彦, 鈴木秀之, 山田正俊, 浜本徹: "エンジン冷却ファン油圧駆動システムの圧力変動解析", 自動車技術会学術講演会前刷集924, 2(1992), 193~197

著 者 紹 介



服部勝彦 Katsuhiko Hattori

生年: 1946年。

所属: 流体システム研究室。

分野: 流体システムの動特性解析,
油圧振動・騒音。

学会等: 日本油空圧学会, 自動車技術会
会員。



鈴木秀之 Hideyuki Suzuki

生年: 1953年。

所属: 流体システム研究室。

分野: 流体システムの動特性解析。

