



油圧工学会報告*

油圧工学会**

1. ま え が き

周知のように“油圧工学”とは油圧システムに関する工学分野で、流体力学、制御工学、作動油から騒音にまでまたがる広い分野である。油圧工学会は、従来各分野での研究がばらばらに行なわれてきたため未解決のまま残されていた問題点を、横の連絡をよくし、調査研究をするという目的で昭和46年6月から2年間設置された。なお昭和44年6月から2年間設置されていた油圧工学会⁽¹⁾と本研究会は形式的には別の形をとっているが実質的には本研究会に引きつがれていることがらが多い。

油圧工学で現在早急に解決を要望されている事項はほぼ次の四つに大別できる。(1)油圧機器およびそれらを含む系の非正常特性、(2)作動油の特性、(3)油圧技術の限界および(4)油圧機器の騒音である。本研究会でも研究項目を上記の四つにしぼり、四つの小委員会がそれぞれ担当することにした。また調査研究を活発にするため委員のほかに関係者の参加を求めた。そして小委員会における検討結果を本委員会に報告し、そこで全般的な討議を行なった。ちなみにこの2年間の委員会開催回数は本委員会9、小委員会38回である。以下に調査研究の結果を小委員会ごとに報告する。

* 原稿受付 昭和48年7月23日。

** (2P-R18) 主査 池辺 洋 (3 東京工業大学)、幹事 荒木 次 (1 埼玉大学)、委員 石原貞男 (4 小松製作所)、井田富夫 (2 神奈川大学)、市川常雄 (3† 静岡大学)、岩城健治 (3 ダイキン工業)、大島康次郎 (1† 東京大学)、加藤 孝 (2† 東芝機械会社)、佐藤俊夫 (4 豊興工業会社)、塩見一徳 (2 川崎重工業会社)、曾我温方 (3 東京計器会社)、染谷常雄 (2 東京大学)、辻茂 (4† 東京工業大学)、筒井 正 (2 油圧工業会)、中野和夫 (1 東京工業大学)、花房秀郎 (1 京都大学)、湯浅達治 (4 荏原製作所)、和田竜児 (1 豊田工業会社)、関係者 石原貞男 (2 東京大学)、川瀬健一郎 (1 萱場工業会社)、喜多康雄 (3 島津製作所)、木村 誠 (1 機械技術研究所)、小西睦男 (4 武蔵工業大学)、斎藤彰義 (2 シェル石油会社)、坂井敬一 (2 出光興産会社)、杉岡 照 (3 日本製鋼所)、高橋浩爾 (1 上智大学)、高橋純悦 (4 機械振興協会)、竹中利夫 (1 東京工業大学)、田中武雄 (3 油研工業)、土屋喜一 (3 早稲田大学)、山口 惇 (2 横浜国立大学)。

上記名簿は昭和47年7月現在のもので()内の数字は主所属の小委員会の区分を、†印はその主査を示す、1:非正常、2:作動油、3:限界、4:騒音の各小委員会。

2. 非正常小委員会

本小委員会は前述(1)の調査研究を行ない、その結果をできるだけ体系化することを目標として活動したが、非正常特性として調査研究の対象として採りあげた項目は次のとおりである。

- (i) 管路内の流れ (計測法を含む)
- (ii) サーボ弁およびそれを含む系の非正常問題
- (iii) 油圧弁の振動および弁 (スライド形、シート形) と管路との組合せ
- (iv) ショックの問題
- (v) フルイディクス (液体)
- (vi) 固着 (シルティング、ハイドロリックロック、スティックスリップ)
- (vii) 油圧伝動装置における非正常問題

このうち比較的作業がすすんだのは(i)および(ii)である。(i)に関しては管と管内の液体とからなる系の圧力伝搬問題が主として調査の対象となった。この問題は1808年 T.Young の人間の血管中の圧力波の伝搬速度を求めるために弾性管内の流体の非正常流れに関する研究に始まるが、当小委員会では管壁自体と管内の流体の運動をともに考慮した場合の研究について最近の20年にわたり発表された多くの研究結果を調査した。これらのほとんどは流体の運動方程式として非線形項を無視したナビエ-ストークスの式を用いている。(ii)に関しては、スプール弁の制御オリフィス部における流れのヒステリシスの問題やスプール弁の非対称重合量がサーボ系の開ループおよび閉ループ特性に及ぼす影響などに関する文献の調査を行なった。

3. 作動油小委員会

作動油小委員会は、作動油に関するコンタミネーション・コントロール、潤滑性能と特性値評価法および劣化と安全に関する問題、キャビテーションなどを調査研究項目とした。

- (i) コンタミネーション・コントロール 油圧ポ

ンプの高圧化、高速化や電気-油圧サーボ弁の普及に伴い、汚染がそれらの機器の性能や寿命、そして装置としての信頼性に大きく影響することが改めて認識されてきてはいるが、実際面で、汚染度の測定技術、測定法による相違、また油圧系に及ぼす影響、特にどのようなサイズ、硬度、種類のごみが最も摩耗に影響するかなど、まだまだ解明を要する問題が多い。汚染度の測定については、ISO/TC 131/SC 6 では自動計数装置で測定することが提案されているが、測定原理の相違により測定結果が異なることが指摘されているので、その相関性について調査を行なった。また、測定結果に大きく差異の理由として、較正用標準粉体が確定していないことも問題とされている。ISO では、アメリカ提案の A.C. Fine Test Dust を標準粉体とする自動計数装置による測定法が審議されている。作動油の汚染が油圧機器に及ぼす影響については、固形異物や混入水分および空気や酸化生成物の影響の他に異種油、ペイントやグリースなどの防せい剤、海水や水溶性切削剤の混入などの影響について、ASTM-STP-491 を始めとして種々の調査を行なった。さらに、汚染による油圧機器の性能低下を予測するものとして、アメリカ・オクラホマ州立大学の Fitch は

$$Q = Q_0 \exp \left\{ \frac{-\alpha \tau n_0^2 (1 - e^{2t/\tau})}{2} \right\}$$

(Q : 任意の時刻 t での性能, Q_0 : 汚染粒子のない初期性能, n_0 : 初期の単位容積当たりの汚染粒子数, τ : 時定数, α : 係数)

といった数式を提案している。また、同じ寿命を維持するのに必要な汚染許容レベルと回路圧力との間には、

$$N_2/N_1 = (P_1/P_2)^{2.71}$$

(N : 1 ml 中の 10μ より大きい粒子数, P : 回路圧力 bar)

の関係があることを示し、圧力上昇による機器の汚染に対する感度はきびしいものになることを発表している。

(ii) 潤滑性能評価法も多くの問題が提起されている。耐摩耗特性試験として広く行なわれている Vickers-Detroit Vane Pump Test は、結果のばらつきの大いことが問題で、特に吸入圧力の規定のないことによる差異、メーカによるポンプ材料の差が結果に大きく影響することが明らかにされている。また、従来、消ほう性として表面のほうまつ (Foam) のみを問題として評価しているが、キャビテーション、黒化現象などの原因となる油中の気ほう (Bubble) が問題であり、この気ほうの除去の難易を示すものとして、放気性 (Air release property) が新しい油の評価項目

となり、DIN-51381 にも採用されている。また消ほう性を良くするために加えられる消ほう剤が、この放気性を悪くする傾向にあることも最近判明してきた。その他、安全に関連し、高圧力下における潤滑油の燃焼性、引火点の低下などについても調査が行なわれた。

(iii) キャビテーションについては、委員の一人による「せまいすきまの流れに及ぼす表面あらさの影響」の実験で、表面あらさの流量に対する影響は、すきま厚さが狭くなると急激にめだち、あらさの方向性も影響することを明らかにし、あらさを統計的に取扱って実験結果に理論的考察を加えた。また別の研究「油圧油のキャビテーションに及ぼすせん断の影響」では、内筒が回転する円筒間に油を入れ、外部より流れの状態を観察できる装置でキャビテーションの初生圧および全面発生圧を測定し、ずり速度と減圧率とが大きな影響を及ぼすことを明らかにした。すなわち、回転速度一定の場合には、減圧率が大きいほど、気ほうの初生圧および全面発生圧が小さくなる傾向を示すこと、さらに、ステップ状の大きな減圧率の場合およびステップ状に減圧と増圧とを加えた場合について、その初生圧と全面発生圧までの時間を測定した。これら一連の研究は、一般にキャビテーション発生指標としてキャビテーション係数 (その基準として空気分離圧) が用いられているが、空気分離圧はその測定法によって異なる値を示すため、油圧油のキャビテーション発生機構をまず明確にすることの必要性を示している。実験は、今後も継続され、有効な資料が提供されるものと期待される。

4. 限界小委員会

油圧ポンプ、モータの性能は逐年向上し、圧力については高圧化、回転速度については高速化の傾向が著しく、油圧モータについては超低速化の要求が高まっている。このようなすう勢に対して、当小委員会においては圧力や回転速度などの限界がどのような理由によって生ずるかを学問的な立場から検討してその限界を明らかにし、今後の性能改善に資することを目的とした。また油圧ポンプ、モータの圧力、回転速度、トルクなどに関する正式用語 (たとえば JIS) がなかったり、あっても内容の不明確なことがあり、同一用語を異なった意味で使用している極端な場合もある。そこで学問的な面から油圧ポンプ、モータの特性を表示する用語を整理し、その定義を明らかにすることを考えた。なおこの検討に当たっては、負荷変動ならびに油の汚染の影響は考えないことにした。以下図 1 を参照しつつ、

(i) 圧力の限界 油圧ポンプ，モータが高圧化したときの最大の問題点は，しゅう動部における力のバランスと温度上昇である．しゅう動部としてはアキシアルピストン形ではシリンダブロックと弁板，ピストンシューと斜板の間，ラジアルピストン形ではピストンロッドと偏心カムの間，分配軸部などがあげられる．またベーン形では主としてベーン先端，歯車形では歯車側面と側板の間が考えられる．これらのしゅう動部においては，高圧化に伴う漏れの増加をさけるためにすきまを小さくしなければならないが，その場合しゅう動部の摩擦が大きくなり，また高圧油の漏れによるエネルギー損失もあって，しゅう動部の温度がかなり上昇する．しゅう動部の異常な過熱は正常な潤滑を妨げ，異常摩耗の原因ともなっており，油圧ポンプ，モータの寿命を低下させる．一般に数分以下の短時間であれば，定格圧力よりも若干高い圧力でも運転が可能であり，これが最高圧力である．高圧になると軸受荷重が増加するので，軸受寿命の点からも圧力は制限されるが，軸受寿命は定格圧力を決めるときの基準として計算されることが多い．したがって油圧ポンプ，モータの寿命は軸受寿命を表わすことが多い．材料の強さによっても圧力が制限される．すなわち瞬間的なサージ圧力によっても油圧ポンプ，モータが永久変形を起こさなければならないことが必要であり，これが瞬間最高圧力の限界となる．また材料が受ける繰返し荷重による疲れ限界も考慮しなければならない．

(ii) 回転速度の限界 回転速度の上限については，まずしゅう動部の熱平衡から考えなければならない．しゅう動部の温度上昇は前述のように圧力の関数でもあり，高圧になるほど最高回転速度は低くなる．圧力一定の場合はしゅう動部の温度上昇はその部分の周速度によってきまる．またポンプではキャビテーションの発生も回転速度の限界となり，その限界はロー

タの周速度によってきまることが多い．したがって一般に油圧ポンプ，モータの最高回転速度はその押しのけ容積の1/3乗に逆比例することになる．

最低回転速度に関しては，油圧ポンプでは容積効率の低下による油温上昇によって制限される．また油圧モータでは低速になると速度変動率が大きくなり，ついにはスティックスリップの状態となる．低速限界は油圧モータの低速におけるトルク特性，回路の構成によって異なる．

(iii) 性能に関する用語 油圧ポンプ，モータの圧力，回転速度の限界に関する考察から，関連する用語の意義について，一応次のような解釈に到達した．

定 格 圧 力 (p_0): 設計の基礎となる圧力

連続最高圧力 (p_1): 連続5時間以上運転できる最高圧力

最 高 圧 力 (p_2): 一定の短時間 (5分以上) 運転が可能なる最高圧力 ($p_1 < p_2 < p_3$)

瞬間最高圧力 (p_3): 瞬間的なサージ圧力によってポンプ，モータが永久変形を起こさない圧力

定格回転速度 (n_0): 設計の基礎となる回転速度で，連続運転で所定の性能を保証する回転速度

連続最高回転速度: 連続 (5時間以上) して運転できる最高回転速度

最 高 回 転 速 度: 一定の短時間 (5分以上) 運転が可能なる最高回転速度

最 低 回 転 速 度: 正常な性能を示す最低回転速度

5. 騒音小委員会

油圧機器の騒音に関する問題は，機器の一般性能の向上による高圧，高速，大出力化に伴い，その低減化対策の必要性が強く要望されている．この問題は，(i) 騒音発生機構の究明，(ii) その低減に関する技術的方策，(iii) 騒音の測定方法とその評価法の確立などに分けられる．当研究会活動としては，(i)，(ii) のテーマは主として文献調査により，研究開発の現状を明らかにすべきものと考え，担当委員ならびに関係機関を通じてその作業を進めることとした．(iii) のテーマは油圧機器騒音の現状の調査や騒音規制などの基本となる重要な問題である．そこでまず第1に当小委員会としては，前期 (昭和45年～46年度) の研究会において一応の作業の完成をみた“油圧ポンプの騒音レベル測定方法”の当小委員会 (案) にもとづいて実施した試験例を多数集め，これを分析し油圧ポンプの現状を明

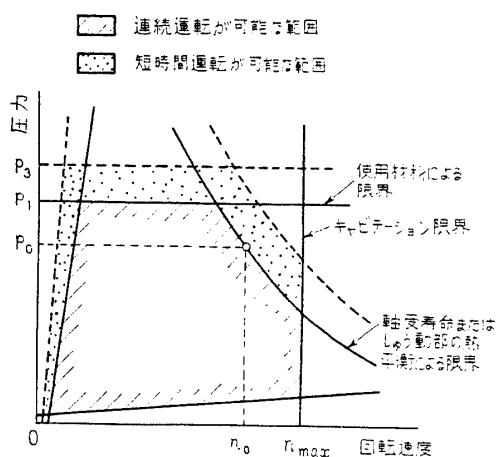


図1 油圧ポンプ，モータの圧力・回転速度の限界

らかにすることとした。この作業を実施するに際しては日本油空圧協会の協力もえて、広く油圧ポンプの騒音試験結果をアンケート方式により集め、検討整理した結果つぎの騒音レベルに関する実験式を得た。

$$L=69+14 \log_{10} W$$

ここに、 L ：騒音レベル dB_A 、 W ：ポンプの油動力 kW である。上記の結果によると、ベーン、歯車、ピストンの各ポンプはその形式の違いがあっても騒音レベル L の値は、そのポンプの油動力 W の大きさの関数として簡単な方程式 ($\pm 5\text{dB}$ の幅を有する) によって表わし得ることを明らかにすることができた。またこのことは騒音周波数オクターブ分析結果にも表われ、各ポンプの相対レベル代表値もある幅を持っているが、ほぼ一つの弓形の曲線によって表わせることがわかった。

つぎに装置騒音の計測に関する検討を行なった結果、これはポンプ単体の騒音の測定と異なり、その騒音レベルを特定の位置において簡単に計測し、これを相対評価することに若干無理があることが明らかとなった。そこでその装置より放散される全音響エネルギーを求め、その音響パワーレベルから逆にある特定位置の騒音レベルを求めるいわゆる騒音パワーレベル測定にもとづく“油圧装置の騒音測定方法”の作業ならびにその検討を行なった。測定場所の音場は自由、半自由音場ならびに拡散音場としての残響室法をその基本とし、できるだけ技術的簡易化を計ることに意を用い、前者に対しては油圧装置を直方体と考え、騒音は

面音源であるものとし、測定点およびその位置は5面方向、各面1点で合計5点、測定距離は原則として1.5 m としている。また後者に対してはその計測方法が比較的簡単であり、その設備も前者に比して経済的であるなどのことから、積極的に技術的な検討を進めている。一方 ISO/TC 131/SC 8/WG 1 において、“油圧機器の騒音測定法”の第1回の審議がロンドンにおいて昭和48年5月に開催された。その原案作成の基本方針は、自由、半自由、残響室ならびに半残響室の各方式についての審議を進めることにほぼ固まってきた。これらの成行きを十分理解した上、今後、わが国の油空圧機器の騒音測定方法を制定する必要があると考えられる。

6. む す び

以上述べたように、一部の調査研究項目は未完に終わっているが、昭和48年6月より、東海支部に油圧工学会を新設するようもっか申請中である。これが実現し、未完の項目が、新研究会に引継がれるよう期待してやまない。終わりに、限られた期間と予算の範囲内で、一応の成果をあげたことは油圧工業会、日本油空圧協会のご援助に負うところが大きい。厚く謝意を表すしだいである。

(文責 池辺 洋)

文 献

- (1) 油圧工学会, 機誌, 75-638 (昭 47-3), 462.