

油圧ポンプの低騒音化に関する研究

Study on Noise Reduction of Swash Plate Type Axial Piston Pumps

技術本部 湯下 篤^{*1} 高島 亮^{*2}
水 早 純^{*3} 竹野 市朗^{*4}
下関造船所 八 柳 博^{*5}

産業界における油圧器の動力密度増大に伴い、その油圧源となるポンプも高圧・高速・小型化が強く求められているが、これに伴った振動・騒音が著しく増大するため、騒音低減対策の確立が急務となっている。本研究では、斜板軸受機構を有する油圧ポンプの騒音低減対策のため、騒音発生メカニズムの推定と騒音低減に着目したポンプ構成部品要素のモデル化及びシミュレーションプログラムの構築を行った。これにより、起振力制御の見直しや振動伝搬経路の変更を行った結果、従来の油圧ポンプに比べて約3.5 dB(A)の低騒音化を図ることができた。

This paper presents a theoretical procedure for predicting the pump noise spectrum in the preliminary design stage. This method consists of the following three steps. (1) Simulation analysis of the exciting force due to the pressure. (2) Estimation of the vibration and noise properties of the pump case using FEM. (3) Finding the pump noise spectrum by combining the exciting forces and vibroacoustic characteristics of the structure. Through simulation we confirmed that this method is useful for the low noise-structural design of pump casings and the optimum control of the exciting force.

1. ま え が き

油圧機器は、自動化・省力化の手段として各種産業に利用され、目覚ましく発展してきた。しかし近年の産業界における油圧機器の動力密度増大に伴って、油圧機器から発生する騒音は著しく増加し、その低騒音化が最大の技術的課題であるといっても過言ではない。中でも油圧ポンプは、騒音源として研究者の関心が寄せられ、その低騒音化に対する研究は古くからなされている^{(1)~(3)}。

当社では約60年ほど昔から、油圧アキシャルピストンポンプの低騒音化に対する研究を行っており⁽⁴⁾、近年では環境保全に対応した完全水潤滑式の水圧アキシャルピストンポンプを開発するなど⁽⁵⁾、社会のニーズにいち早く対応すべく研究を進めている。しかし油圧ポンプは形状が非常に複雑であるため、その動特性を厳密に把握するのは難しく、系統的な騒音予測評価がなされていなかった。

しかし今日のシミュレーション技術の急速な発展に伴い、騒音発生の原因を解析的に予測することによって、当時では推察できなかった現象も徐々に解明されつつある。

筆者らの研究はまだ途上ではあり、まだ明らかとなっていない面も数多くあるが、ここでは、斜板軸受機構を有する油圧ポンプの騒音低減対策のために取組んだ、騒音発生メカニズムの推定と、筐(きょう)体振動応答及び放射騒音解析並びに低減対策の効果について、その概要を報告する。

2. 騒音発生機構

図1に、当社の油圧アキシャルピストンポンプの構造を示す。油圧アキシャルピストンポンプから発生する騒音は、その騒音発生源に複雑な要素が含まれているため、その原因及び寄与度は必ずしも明らかとなっていないが、おおむね次のように分類される。

(1) 流体的原因

- 油の吸入吐出過程での急激な圧縮膨張

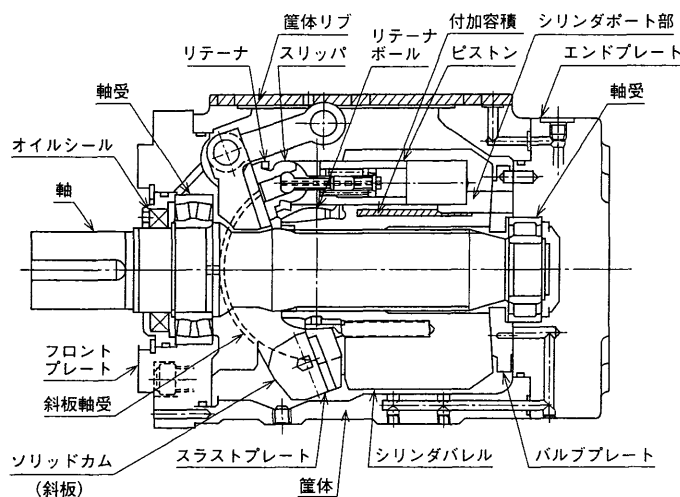


図1 油圧アキシャルピストンポンプの構造 当社の油圧アキシャルピストンポンプの構造を示す。
Swash plate type axial piston pump

- キャビテーション
- 吐出・吸入圧力の脈動
- 流路内の渦

(2) 機械的原因

- 回転体の不釣り合いなどによって生じる主軸の振動
- 基礎及び配管の取付け不良

これらのうちで設計的に対処し得る事項を選択し、油圧ポンプ特有のシリンダ内の圧力変化による起振力について検討を行った。

図2に油圧アキシャルピストンポンプの騒音にかかわる主要因子を整理して示す。

いずれもシリンダ内圧が深くかかわっており、低騒音化を図るには、その起振力となるシリンダ内圧力と振動伝ばの予測が不可欠であることがうかがえる。

そこで油圧ポンプの振動伝搬経路についての検討を行い、図3に示す騒音発生メカニズムを仮定した。

*1 長崎研究所内燃機・油機研究推進室

*4 長崎研究所第二実験課

*2 長崎研究所内燃機・油機研究推進室主査

*5 機械部油圧・制御システム設計課

*3 長崎研究所振動研究室

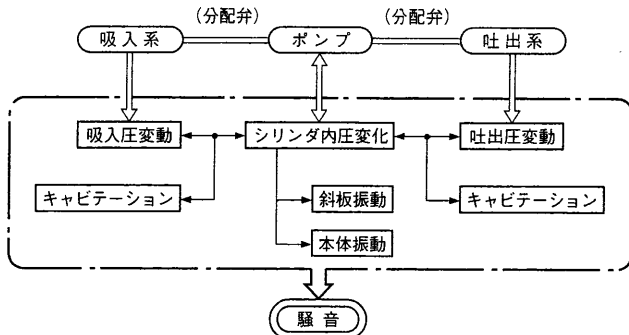


図2 油圧アキシャルピストンポンプの騒音主要因子 油圧ポンプの騒音主要因子の相関を示す。
Main causes for pump noise

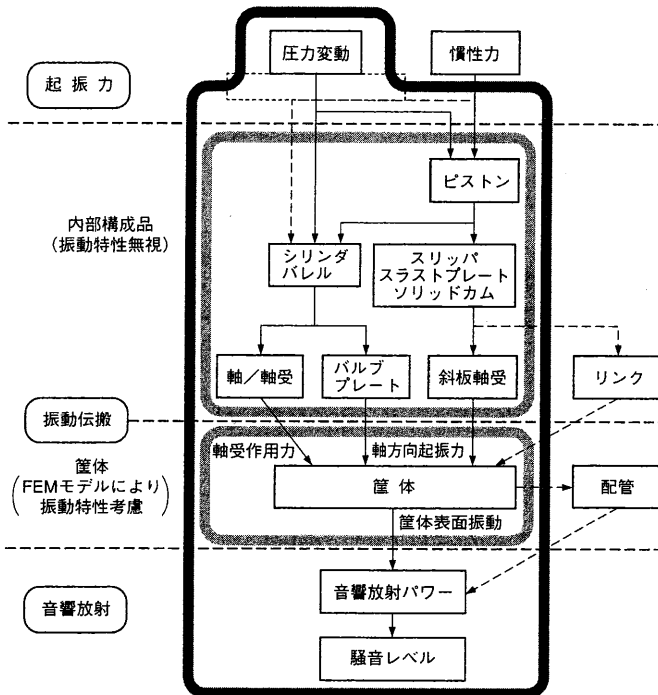


図3 騒音発生メカニズムのモデル 油圧ポンプの騒音発生メカニズムを示す。
Generation mechanism of pump noise

騒音低減のためには、基本的に筐体の振動速度を低減させる必要がある。

その具体的な手段としては、次の項目が挙げられる。

- (1) シリンダ内の圧力波形制御による起振力の高次成分低減。
- (2) 筐体へのリブ取付け等の振動特性改善による伝達モビリティの低減。

今回これらの特性を考慮した検討を行うため、(1)については、ポンプ筐体表面の FEM モデルによる二乗平均モビリティの計算、(2)についてはシリンダ内圧力による起振力の計算を行い、最終的にこれらを乗じた、空間二乗平均速度の計算検討を行った。

3. 起振力制御手法の検討

シリンダ内では、吸入油の幾何学的な加圧とともに、吐出管内高圧油の逆流などによって、圧力が変動している。

シリンダ内の圧力変化は、以下に述べるシリンダ内への油の流入量バランスによって定められる。

このモデルを図4に示す。

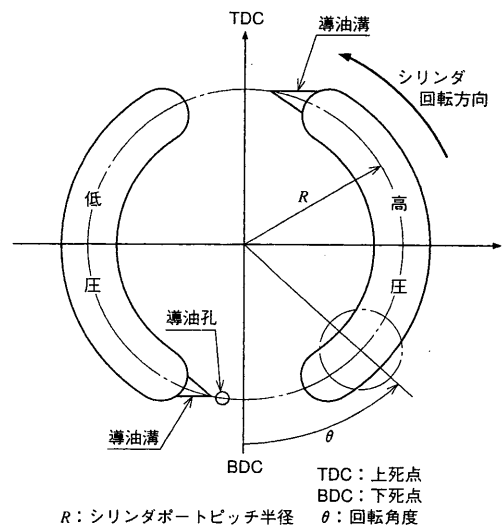
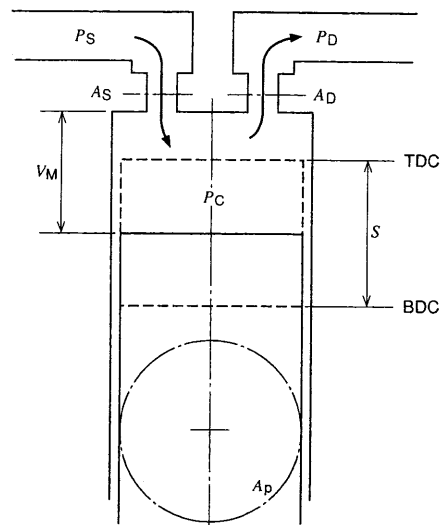


図4 シリンダ内圧の計算モデル シリンダ内の圧力変動の考え方を示す。
Analytical model of cylinder pressure fluctuation

ピストン移動に伴うシリンダの容積変化

$$\Delta V_p = \frac{A_p s}{2} \omega \sin \theta \Delta t \quad (1)$$

シリンダから吐出ポートへの流出量

$$\Delta V_b = C A_b \text{sign}(P_c - P_b) \sqrt{\frac{2g}{\gamma} |P_c - P_b|} \Delta t \quad (2)$$

吸入ポートからシリンダへの流入量

$$\Delta V_s = C A_s \text{sign}(P_s - P_c) \sqrt{\frac{2g}{\gamma} |P_s - P_c|} \Delta t \quad (3)$$

シリンダ内圧変化

$$\Delta P_c = -E \frac{\Delta V}{V_c} \quad (4)$$

このときのシリンダ内容積 V_c 、体積変化 ΔV

$$V_c = V_m + \frac{A_p s}{2} \cos \theta \quad (5)$$

$$\Delta V = -\Delta V_s + \Delta V_b - \Delta V_p \quad (6)$$

ここで、

g : 重力加速度 (m/s^2)

γ : 油の比重

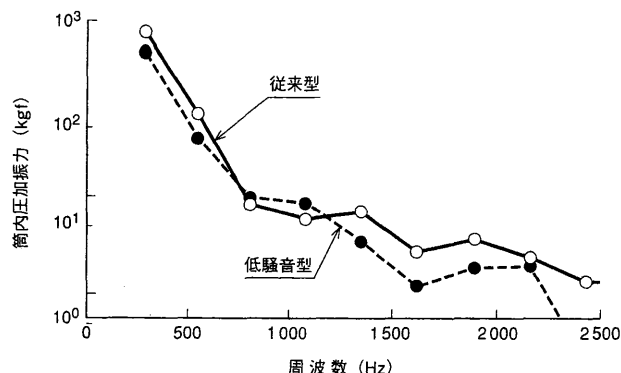


図5 シリンダ内圧による起振力の周波数特性 設計変更による起振力特性の変化を示す。
Frequency spectra of exciting force by cylinder pressure fluctuation

E : 油の体積弾性率 (N/m^2)
 P_s : 吸入側圧力 (Pa)
 P_b : 吐出側圧力 (Pa)
 P_c : シリンダ内圧力 (Pa)
 A_s : 吸入側開口面積 (m^2)
 A_b : 吐出側開口面積 (m^2)
 A_p : ピストン断面積 (m^2)
 s : ピストンストローク (m)
 V_M : ピストン中立時のシリンダ容積 (m^3)
 θ : シリンダブロック回転角度 (rad)
 ω : シリンダブロック回転角速度 (rad/s)
 C : 吸入吐出口の流量係数
 t : 時間 (s)
 Δ : 増分

式(4)を数値積分することにより、シリンダ内圧を求めることができる。

シリンダ内圧の上昇及び下降特性の制御は、油圧ポンプの騒音低減を図るための重要な因子の一つである。図4に示す導油溝や小孔により、吸入ポート又は吐出ポートとシリンダの開口面積を調整することで、油圧シリンダ内の圧力波形を制御する手法が従来から用いられている⁽⁴⁾。

圧力上昇・下降率を緩和させる手法として、前述の導油溝や小孔は有効ではあるが、バルブプレート開口面積などの幾何学的な制約を受けるため、最適な設計が困難となる。

そこで筆者らは、シリンダ室に接続された付加容積を設けることによって、シリンダ内圧の制御を試みた。図5にその結果を示すが、付加容積の有無によって起振力の周波数特性に差が顕著に表れていることが分かる。

これは通常シリンダの死容積を増加させたことに等しく、バルブプレートの設計と死容積とのマッチングによって、起振力の周波数特性が大きく変更できることを意味している。

この特性は現在、当社油圧ポンプMKV 23 (229 cm^3) で確認しているが、同様の方法により他型式油圧ポンプのシリンダ内圧制御が可能であると考えられる。

4. 振動伝搬経路特性の検討

過去の油圧アキシアルピストンポンプの音響パワー計測結果及びポンプ筐体のハンマリング試験結果などによって、2 kHz以上の周波数帯域では、筐体の振動特性改善により騒音低減の可能性

があることを見いだした。

そこで筆者らは、振動伝搬特性の具体的方法として、筐体リブ追設効果についての定量的な検討を実施した。

一般的に振動によって発生する音響放射パワー W は、次式によって定義される。

$$W = \rho_c S \sigma \langle V^2 \rangle \quad (7)$$

$$V = Y F \quad (8)$$

ここで、

ρ_c : 空気の音響インピーダンス [$\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$]

S : 放射面積 (m^2)

σ : 音響放射効率

$\langle V^2 \rangle$: 振動面の空間二乗平均速度 [$(\text{m/s})^2$]

Y : 伝達モビリティ [$(\text{m/s})/\text{N}$]

F : 起振力 (N)

観測面における音圧と音響放射パワーの関係は、次式によって定義される。

$$W = \frac{\langle p^2 \rangle S'}{\rho_c} \quad (9)$$

ここで、

S' : 観測面面積 (m^2)

$\langle p^2 \rangle$: 観測面における二乗平均音圧 (Pa^2)

したがって観測面における音圧は、次式で求められる。

$$\langle p^2 \rangle = \frac{\rho_c W}{S'} = (\rho_c)^2 \sigma \langle V^2 \rangle \frac{S}{S'} \quad (10)$$

$$L_p = 10 \log \frac{\langle p^2 \rangle}{p_0^2} \quad (11)$$

ここで、

p_0 : 基準音圧 (20 μPa)

二乗平均速度 $\langle V^2 \rangle$ は、起振力と二乗平均モビリティを用いて次式で表わされる。

$$\langle V^2 \rangle = \sum_i \langle Y_i^2 \rangle |F_i|^2 \quad (12)$$

$$\langle Y_i^2 \rangle = \frac{1}{S} \sum_e |Y_{ei}|^2 \Delta S_e$$

$$Y_{ei} = \sum_n \frac{j \omega \phi_{en} \phi_{in}}{\tilde{m}_n (\omega_n^2 - \omega^2 + 2j \zeta_n \omega \omega_n)}$$

ただし、

F_i : 点 i に作用する起振力 (N)

$\langle Y_i^2 \rangle$: 起振力着力点 i と構造物表面との間の二乗平均モビリティ [$(\text{m/s})/\text{N}$]

Y_{ei} : 起振力着力点 i と要素 e の間のモビリティ [$(\text{m/s})/\text{N}$]

ΔS_e : 要素 e の面積 (m^2)

ϕ_{en}, ϕ_{in} : 要素 e 及び起振力着力点 i の n 次振動モード

$\tilde{m}_n, \omega_n, \zeta_n$: n 次モードの有効質量 (kg),

固有角振動数 (rad/s), 減衰比

j : 虚数単位

二乗平均モビリティとは、起振力着力点と構造物表面の要素の間のモビリティの二乗を、対象とする全要素について要素面積分の重みをつけて加え合せたものである。

図6に従来型(リブなし)と低騒音型(リブあり)の二乗平均モビリティの計算結果を示す。低騒音型の筐体では二乗平均モビリティが従来型と比べて小さく、リブ追設による振動特性の改善

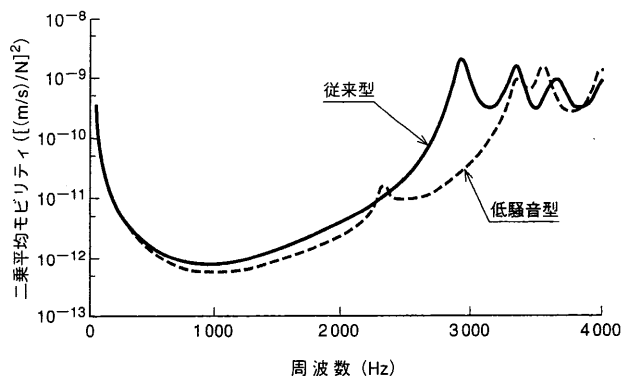


図6 二乗平均モビリティの計算結果
Mean square mobility of pump case

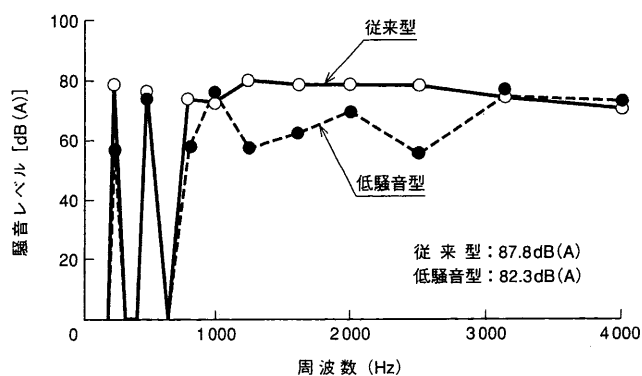


図7 騒音レベルの計算結果
Frequency spectra of pump noise

効果が見られた。

5. 騒音低減対策の効果

上述の起振力及び二乗平均モビリティにより、騒音レベルを計算した結果を図7に示す。図7中にオーバーオールでの騒音値を記すが、低騒音型油圧ポンプの騒音予測値は約82.3 dB(A)となり、従来の油圧ポンプに比べて約5.5 dB(A)の低騒音化が図れる計算結果となった。

本諸元に従って実際に油圧ポンプを製作し、騒音計測を行ったところ、従来の油圧ポンプに比べて約3.5 dB(A)の騒音低減効果を確認した。図8に、今回試作した低騒音型油圧ポンプの外観を示す。

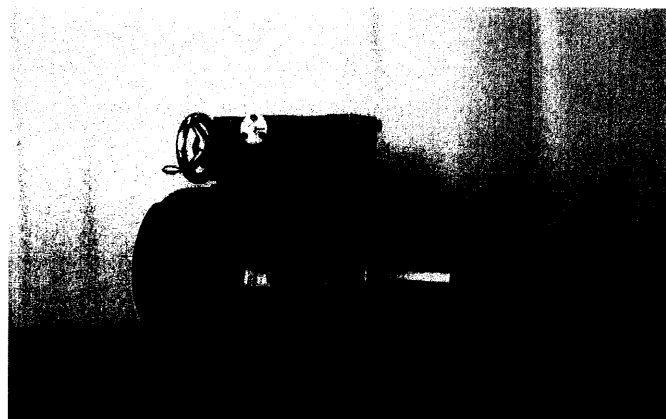


図8 低騒音型油圧ポンプの外観
External view of testing axial piston pump

6. ま と め

油圧アキシャルピストンポンプの騒音低減対策のため、騒音発生メカニズムの推定及び騒音低減量を予測するシミュレーション計算と実験結果との比較検討を行って、以下の知見を得た。

- (1) 油圧アキシャルピストンポンプの騒音発生メカニズムに基づいて、シリンダ内の圧力変化に起因した起振力、その振動伝達、騒音放射特性の解析法を開発した。
- (2) 起振力制御を行う上で、弁板設計と死容積をマッチングさせることにより、起振力の周波数特性を大きく変更できた。
- (3) 起振力制御の見直しや振動伝搬経路の変更を行うことによって油圧ポンプの設計変更を行い、従来型の油圧ポンプと比べて約3.5 dB(A)の低騒音化が図れることを実験により確認した。今後上記手法による騒音値予測精度の向上を図り、油圧ポンプの騒音予測評価手法を体系化していきたい。

参 考 文 献

- (1) Skaistis, S. J., Noise in Hydraulic Systems, Machine Design, Vol.36 No.27 (1964)
- (2) Kane, J., Noise in Hydrostatic Systems and its Suppression, Hydraulic Pneumatic Power, Vol.13 No.46 (1967)
- (3) 湯浅, 液圧機器及びその付属管路の壁面振動と放射騒音の関係, 油圧と空気圧 Vol.13 No.7 (1982)
- (4) 山内ほか, 油圧ポンプの発生騒音とその低減方法, 三菱重工技報 Vol.12 No.4 (1975) p.476~483
- (5) 高島ほか, 環境保全水圧システムによる高性能機器の開発, 三菱重工技報 Vol.32 No.5 (1995) p.338~p.341