

量産型外接ギヤポンプの流量特性と軸受負荷に関する理論解析

Theoretical Analysis of Flow Characteristics and Bearing Load for Mass-produced External Gear Pump

吉田直史 N. YOSHIDA

This report presents a theoretical formula for calculating pump flow rate and bearing applied load, which are important characteristics within external gear pump design. In the external gear pump mass-produced at JTEKT, the eccentricity of the gear housing greatly affects characteristics. Taking this fact into consideration, we conducted theoretical analysis of tooth tip leakage. This report describes the equation we developed for the physical model and the analytical solution of the equation, as well as the numerical calculation method for calculating eccentric position. It also contains a comparison of the values calculated using our developed theoretical formula with conventional theoretical values and the experimental values. Furthermore, this report shows examples of calculation results for the theoretical optimum conditions for eccentric position.

Key Words: external gear pump, leakage flow rate, bearing load, theoretical analysis, calculation formula

1. はじめに

外接ギヤポンプは1対の外接するギヤから構成されるポンプで、一般産業用機械や自動車に古くから使用されている。外接ギヤポンプはさまざまなギヤ式ポンプの中でも、吐出圧が10MPaを超える高圧の条件においても高い流量効率を確保できることが特長であり、油圧機器の小型化と省エネルギー化に対して有利である。当社では自動車のH-EPS[®] (Hydraulic-Electric Power Steering) システムと呼ばれる電動モータ駆動式の油圧パワーステアリングの油圧源機器として量産実績があるほか、今後は高圧用途の駆動系部品に対する応用も期待されている。

本報で対象とする量産型の当社製品のような構造のポンプにおいては、運転時のギヤのハウジングに対する偏心が性能に大きく影響し、ある程度偏心がある方が流量性能は向上することが経験的に知られている。この偏心状態は次の二つの理由により変化する。一つは、部品の諸寸法の加工ばらつき、もう一つは、ギヤの軸を支持する機構に低コストであるすべり軸受を用いていることである。すべり軸受は、支持剛性が低いので運転条件（特にポンプ圧力）の影響で回転中心位置が変化する。

従来の同ポンプの流量特性についての詳細な理論的研究^{1)~3)}では上記の偏心の影響を考慮していないが、市

川は簡易的に偏心の影響を考慮した理論式を示している⁴⁾。しかしながら、その解析においてはいくつかの仮定と近似が適用されているので、簡便であるという利点を持つ反面、精度が不十分である。また、従来理論では偏心の方向は荷重方向と同じとしているが、当社製ポンプのようにギヤがすべり軸受で支持される場合には異なる。したがって、従来の理論式は十分とはいえない。

そこで今回は、ポンプ吐出流量と軸受負荷荷重の正確な理論式を得るため、偏心したギヤの歯先すきまからの漏れとギヤ外周部に分布する圧力の状態について新たに理論解析を行った。これは、設計検討における流量特性の最適化と寸法公差によるばらつきの予測、および回転機械の設計に不可欠な軸受負荷の予測に有用である。また、特性に影響する物理的メカニズムを解明し、より良い新製品の開発に寄与することが期待できる。

2. 主な記号

- b : ギヤの歯幅 (軸方向長さ)
- F_G : ギヤの外周面 (歯先と歯溝) に作用する中心方向の力
- F_J : すべり軸受によるシャフトの支持反力
- F_Z : ギヤのかみあい力
- h : 歯先とハウジング間のすきま量 (歯先すきま量)

- h_0 : 基本すきま量 (ギヤとハウジング間の偏心がな
いときの歯先すきま量)
- l_s : ギヤの一つの歯の外径部円周長さ (歯先長さ)
- n_G : ギヤの回転速度
- p_{Ci} : 閉込み圧 ($i = 1, 2$)
- p_M : 歯溝空間における作動流体の圧力
- p_S : 歯先すきま空間における作動流体の圧力
- Δp_P : ポンプ吐出圧力と吸入圧力の差
- Δp_S : 一つの歯先すきまによる圧力変化量
- Q_P : ポンプ吐出流量
- ΔQ_P : ポンプ 1 個当りの漏れ流量
- ΔQ_{Pl} : ギヤ一つ当りの漏れ流量
- r_G : ギヤの外径半径
- r_H : ハウジング内径半径
- r_{zi} : かみあい点 i の位置の半径距離
- T_P : ポンプ理論トルク
- U : 歯先すきまの片壁面の運動速度
- u : すきま内の流路方向の流体速度
- V_{th} : ポンプの理論押しのけ容積
- z_G : 一つのギヤの歯数
- z_S : 一つのギヤのシールされる歯数
- α_G : ギヤのかみあい圧力角
- ϵ_G : ギヤのハウジングに対する偏心率
- ϵ_j : すべり軸受におけるシャフトの偏心率
- η_V : ポンプ容積効率
- μ : 作動流体の粘度
- θ_{Ge} : ギヤのハウジングに対する偏心方向の角度
- θ_{Je} : すべり軸受におけるシャフトの偏心方向の角度
- θ_s : 歯先すきまの吸入空間側端の角度位置
- θ_{z0} : 閉込み空間内の歯面間距離最小点の角度位置
- θ_{zi} : かみあい点位置 i の位置の角度位置
- $\Delta\theta_s$: 各歯先すきまの円周方向の角度範囲量
- δ : ギヤ中心とハウジング中心間の距離 (偏心量)

添字

- i : シール領域内で吸入空間側から数えて i 番目の
歯先すきま, または歯溝空間
- x : 力の x 方向成分
- y : 力の y 方向成分
- o : 力の中心方向成分

3. ポンプの構造

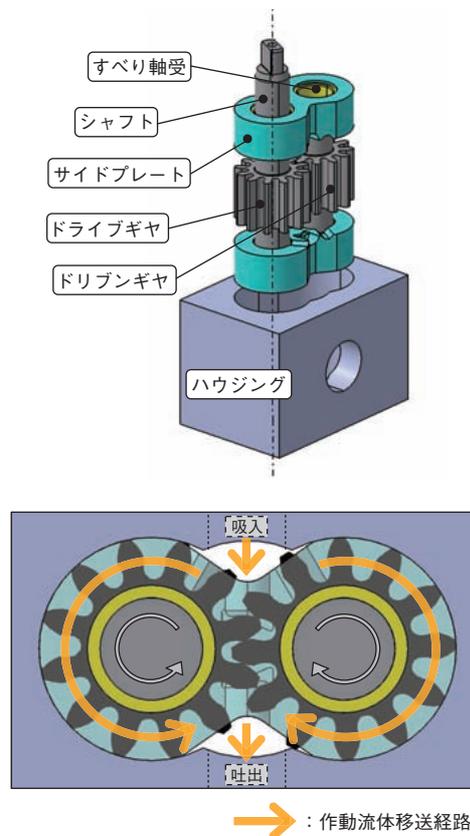


図 1 当社製品外接ギヤポンプの構造
Structure of external gear pump manufactured by JTEKT

今回の対象とした外接ギヤポンプの構造を図 1 に示す。ギヤは、歯外径よりわずかに大きい内径のハウジングに組み付けられている。運転時には、ドライブギヤはモータなどで駆動回転し、ドリブンギヤはドライブギヤとのかみあいによって回転する。ギヤのシャフトは、すべり軸受によって支持される。作動流体（オイル）は、回転するギヤの歯溝空間によって図 1 に示すかみあいと反対側の経路で吸入空間から吐出空間へ移送され、吐出空間におけるギヤのかみあいによる負の体積変化によって圧送吐出される。

容積型である同ポンプの実際の吐出流量を把握するためには、ギヤの幾何学的形状から求められる理論押しのけ容積 V_{th} と回転速度 n_G の積以外に漏れ流量の考慮が必要である。漏れ流量とは、吐出流量の一部が吸入空間へ逆流する流量のことであるが、これは作動流体がポンプ内部の部品間すきまを通じて高圧の吐出空間側から低圧の吸入空間側へと漏れるために生じる。漏れ流量 ΔQ_P を考慮すると、流量性能を表現する容積効率は次

式となる⁵⁾.

$$\eta_v = 1 - \frac{\Delta Q_p}{V_{th} \cdot n_G} \quad (1)$$

4. 理論解析

4.1 偏心したギヤの歯先すきまからの漏れ流量の計算式

図2には諸寸法の指示部および座標の定義（円周方向位置 θ ，直交座標の x と y ）を示している。ここでは、円周上の位置角度とギヤの回転はその向きが互いに同じであり、漏れ流量はそれらと反対の向きが正であると定義している。ハウジングによるシール領域にある複数の歯と歯溝には、図のように吸入空間側からの連番で番号を付けている。ここでは、全て吸入空間圧をゼロとして解析する。

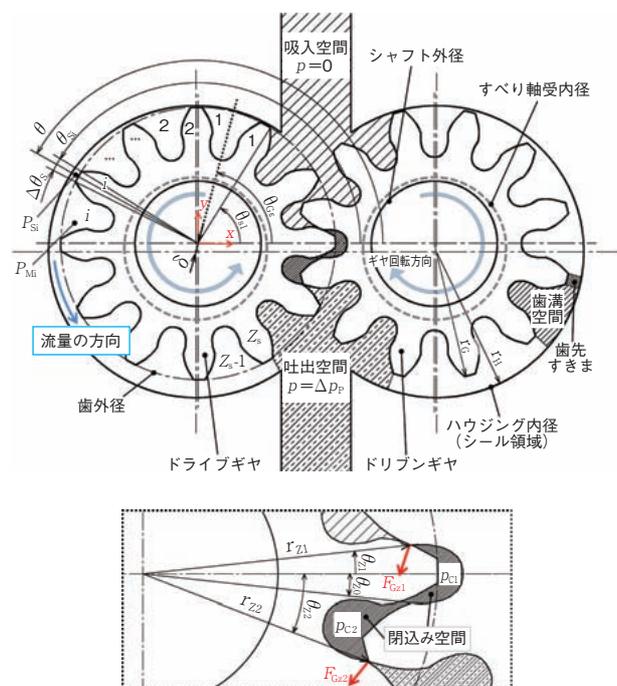


図2 ポンプのギヤとハウジングの模式図 (ポンプ軸断面)

Schematic diagram of gear and housing of pump (Cross section of pump shaft)

図2に示すようにギヤがハウジングに対してある偏心状態（偏心率 ϵ_G ，方向 θ_{G_e} ）にあるとき、ギヤの歯先とハウジング内径間には角度位置 θ に対して大きさの変化する歯先すきまが形成される。ポンプ作動時、すなわちギヤの回転状態では、空間に満たされたオイルの状態は吐出側では吸入側に対して相対的に Δp_p だけ高圧である。歯先すきまはオイルの吐出側から吸入側への漏れ

をシールする作用を担い、それによって歯溝内別の圧力分布が生じる。

今回は、高圧側圧力の脈動や流れの非定常性は無視して、定常状態とみなした静的解析を行う。また、歯溝内圧力には空間的分布がなく一様であり、歯先すきまでは端部における圧力の入口・出口損失はなく、流体の粘度・密度変化はないと考える。

1) 一つの歯先すきまにおける漏れ流量の計算

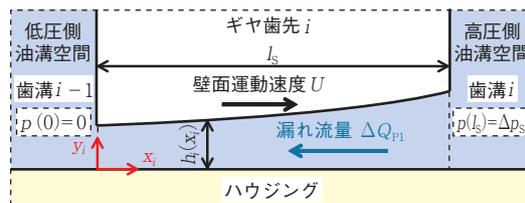


図3 歯先すきまにおける空間形状と流体の状態
Spatial configuration and fluid condition in the tooth tip clearance

図3に示すようなある単一の歯先 i のすきま空間における流れについては、すきま量に対してギヤとハウジングの曲率は非常に大きいので、ハウジングの壁面が直線状の平面に展開できると考える。

任意の角度位置 θ においてシールする歯が存在するとき、その歯先におけるすきま量 h は次式で近似できる⁶⁾.

$$h(\theta) = h_0 \{1 - \epsilon_G \cdot \cos(\theta - \theta_\epsilon)\} \quad (2)$$

ただし、上式(2)で

$$h_0 = r_H - r_G \quad (3)$$

$$\epsilon_G = \frac{\delta}{h_0} \quad (4)$$

各すきまにおける流路方向位置 x_i は次式で示される。

$$x_i = r_G (\theta - \theta_{si}) \Leftrightarrow \theta = \theta_{si} + \frac{x_i}{r_G} \quad (5)$$

また、次式が成り立つ。

$$\Delta\theta_s = \frac{l_s}{r_G} \quad (6)$$

$$\theta_{si} = \theta_{s1} + \frac{2\pi(i-1)}{z_G} \quad (7)$$

ギヤの回転によるすきま内の流速に対する影響を考慮するため、ギヤの壁面が図に示す方向に次式で速度 U で等速運動していることとする。

$$U = 2\pi r_G \Omega_G \quad (8)$$

この空間において、図のように流路方向の位置 x_i は流路の上流側（吸入空間側）の端部を基準にしており、すきま量 h_i が x_i に対して変化する。歯溝間では内部圧力が異なるので、流路両端間では静圧差 Δp_{Si} が存在する。

この流路空間においては、すきま量が流路長さに比べて非常に小さいのでレイノルズ数が低く層流であることが十分予測されるうえ、幅がすきま量に対して非常に大きいので歯幅方向の速度成分を無視できると考える。さらに、 x に対するすきま量の変化は非常に小さいため、 y 方向の速度成分も無視できると仮定できる。

このような空間における、ニュートン流体の圧力 p と流速 u の状態についての運動方程式、その境界条件および連続の式は次の連立方程式で表わされる。

$$\frac{dp(x_i)}{dx_i} - \mu \frac{d^2 u(y_i)}{dy_i^2} = 0 \quad (9)$$

$$\begin{cases} u(0) = 0, u(h) = U \\ p_s(0) = 0, p_s(l_s) = \Delta p_{Si} \end{cases} \quad (10)$$

$$b \int_0^{h(x_i)} u \, dy = -\Delta Q_{P1}(x_i) = (\text{一定})$$

変数分離法によって式(9)を解いて、式(10)と連立させることで、歯 i の歯先すきま両端の圧力差 Δp_{Si} による漏れ流量の式が次のように得られる。

$$\Delta Q_{P1} = b \left\{ \frac{1}{12\mu \int_0^{l_s} h_i^{-3} dx} \Delta p_{Si} - \frac{U}{2} \frac{\int_0^{l_s} h_i^{-2} dx}{\int_0^{l_s} h_i^{-3} dx} \right\} \quad (11)$$

2) ポンプ全体の漏れ流量の計算式

吐出空間と吸入空間の圧力差 Δp_P は、シールする複数の歯先すきまによる圧力損失の和であるため、次式が成り立つ。

$$\sum_{i=1}^{z_s} \Delta p_{Si} = \Delta p_P \quad (12)$$

式(11)を圧力差 Δp_{Si} について解くと、

$$\Delta p_{Si} = 6\mu U \int_0^{l_s} h_i^{-2}(x_i) dx + \frac{12\mu \cdot \Delta Q_{P1}}{b} \int_0^{l_s} h_i^{-3}(x_i) dx \quad (13)$$

これを式(12)に代入して ΔQ_{P1} について解くことで、ギヤ 1 個当たりの漏れ流量の式が次のように得られる。

$$\begin{aligned} \Delta Q_{P1} &= \frac{b}{12\mu} \sum_{i=1}^{z_s} \left(\int_0^{l_s} h_i^{-3}(x_i) dx_i \right)^{-1} \\ &\quad \left(\Delta p_P - 6\mu U \sum_{i=1}^{z_s} \int_0^{l_s} h_i^{-2}(x_i) dx_i \right) \\ &= \frac{b}{12\mu} \sum_{i=1}^{z_s} \left(\int_{\theta_{Si}}^{\theta_{Si} + \Delta\theta_s} h^{-3}(\theta) d\theta \right)^{-1} \\ &\quad \left(\Delta p_P - 6\mu U \sum_{i=1}^{z_s} \int_{\theta_{Si}}^{\theta_{Si} + \Delta\theta_s} h^{-2}(\theta) d\theta \right) \end{aligned} \quad (14)$$

ただし、ポンプ全体ではギヤは二つなので漏れ流量 $\Delta Q_P = 2 \cdot \Delta Q_{P1}$ である。

4.2 軸受負荷荷重の計算

ギヤ外周部に作用する圧力の種類は、円周位置の範囲によって次の四つに分けられる。

- ・シールするハウジング内径で閉じられた歯溝

$$\begin{aligned} p(\theta) &= p_{Mi}(\theta) \\ (\theta_{s1} + \frac{2\pi}{Z_G}(i-1) + \Delta\theta_s < \theta < \theta_{s1} + \frac{2\pi}{Z_G}i) \end{aligned} \quad (15)$$

- ・ハウジング内径でシールされる歯先

$$\begin{aligned} p(\theta) &= p_{Si}(\theta) \\ (\theta_{s1} + \frac{2\pi}{Z_G}(i-1) < \theta < \theta_{s1} + \frac{2\pi}{Z_G}(i-1) + \Delta\theta_s) \end{aligned} \quad (16)$$

- ・ポンプ吐出空間

$$p(\theta) = \Delta p_P \quad (-\theta_{s1} < \theta < -\theta_{z2}) \quad (17)$$

- ・二つのギヤのかみあいにより閉込み空間を形成する部分

$$p(\theta) = \begin{cases} p_{C1} & (\theta_{z0} < \theta < \theta_{z1}) \\ p_{C2} & (\theta_{z2} < \theta < \theta_{z0}) \end{cases} \quad (18)$$

上式(15)~(18)各々の導出を、以降に述べる。

1) シール領域における圧力分布の計算式

シールされたハウジング内径で閉じられた各歯溝 i の空間内圧力 p_{Mi} については、次式が成り立つ。

$$p_{Mi} = \sum_{i=1}^i \Delta p_{Si} \quad (19)$$

よって、これに式(13)を代入して次式が得られる。

$$\begin{aligned} p_{Mi} &= 6\mu \left\{ U \sum_{i=1}^i \int_0^{l_s} h_i^{-2}(x_i) dx_i - \frac{2 \cdot \Delta Q_{P1}}{b} \sum_{i=1}^i \int_0^{l_s} h_i^{-3}(x_i) dx_i \right\} \\ &= 6\mu \left\{ U \sum_{i=1}^i \int_{\theta_{Si}}^{\theta_{Si} + \Delta\theta_s} h^{-2}(\theta) d\theta - \frac{2 \cdot \Delta Q_{P1}}{b} \sum_{i=1}^i \int_{\theta_{Si}}^{\theta_{Si} + \Delta\theta_s} h^{-3}(\theta) d\theta \right\} \end{aligned} \quad (20)$$

歯先すきま内での圧力分布は、流路方向に対してすきま量が増えるすきま内において片側壁面が運動する場

合には、流路内圧がいずれの両端部よりも高低圧差が大きくなるくさび作用と呼ばれる現象が生じる。したがって、単にすきま内の流路方向に対して線形に圧力降下しない。方程式(9)(10)の解である次式がその現象の圧力分布を表現する。

$$p_{Si}(x_i) = p_{M(i-1)} + 12\mu \left(\frac{U}{2} \int_0^{x_i} \frac{1}{h_i^2} dx_i - \Delta Q_{P1} \int_0^{x_i} \frac{1}{h_i^3} dx_i \right) \quad (21)$$

$$\Leftrightarrow p_{Si}(\theta) = p_{M(i-1)} + 12\mu \left(\frac{U}{2} \int_{\theta_{Si}}^{\theta} \frac{1}{h^2(\theta)} d\theta - \Delta Q_{P1} \int_{\theta_{Si}}^{\theta} \frac{1}{h^3(\theta)} d\theta \right)$$

導出された式(14)・(20)・(21)に含まれる2種類の定積分は、次式に示す積分の解析解⁷⁾を用いればよい。

$$\int_b^a \frac{d\theta}{(1 + \epsilon_G \cos \theta)^2} = \frac{1}{1 - \epsilon_G^2} \left[J(\theta) - \frac{\epsilon_G \sin \theta}{1 + \epsilon_G \cos \theta} \right]_b^a \quad (22)$$

$$\int_b^a \frac{d\theta}{(1 + \epsilon_G \cos \theta)^3} = \frac{1}{2(1 - \epsilon_G^2)^2} \left[(2 + \epsilon_G^2) J(\theta) - \frac{3\epsilon_G \sin \theta}{1 + \epsilon_G \cos \theta} - \frac{(1 - \epsilon_G^2)\epsilon_G \sin \theta}{(1 + \epsilon_G \cos \theta)^2} \right]_b^a \quad (23)$$

$$J(\theta) = \frac{2}{\sqrt{1 - \epsilon_G^2}} \tan^{-1} \left[\sqrt{\frac{1 - \epsilon_G}{1 + \epsilon_G}} \frac{\sin \theta}{1 + \cos \theta} \right] \quad (24)$$

ただし、式(24)は $\theta = \pi/2$ で不連続のため定義域は $-\pi/2 \leq \theta < \pi/2$ であり、式(22)・(23)の a, b は任意の定数である。

2) その他のギヤ外周部への作用力

ハウジングのシール領域内の分布圧力以外のギヤ外周部に作用する力は、吐出空間における圧力 Δp_p に加えて閉込み圧 p_{Ci} とかみあい力 F_{Zi} の二つ (図2中の拡大図に示す) がある。

ギヤ同士のかみあい部付近では、ギヤ外周面によって閉じられた空間が二つ形成される。この閉込み空間はギヤの回転によって体積が変化するが、作動流体のオイルは非圧縮性が強い上にサイドプレートの溝、または歯面間に形成される開口部の流路の断面積が十分ではないので、内部の圧力はポンプ吐出圧よりも大きくなる。その理論解析の説明はここでは省略する。

ギヤ同士が図2のように1~2個の点でかみあうとき、かみあい力は円周方向 (θ) に作用し、その大きさは各かみあい点 i で受け持つトルクを T_{Pi} として次式で表される。

$$|F_{Zi}| = \frac{T_{Pi}}{r_{Zi}}, (i = 1, 2) \quad (25)$$

ここで、

$$T_P = T_{P1} + T_{P2} \quad (26)$$

ポンプトルク T_P は、ポンプ仕事が決定的要因なので、さまざまな損失は含めず次式の理論トルクの形で表す。

$$T_P = \frac{V_{th}}{2\pi} \Delta p_p \quad (27)$$

かみあい力 F_{Zi} の中心方向成分は、ギヤのかみあい圧力角 α_G を用いて次式となる。

$$|F_{Zio}| = |F_{Zi}| \sin \alpha_G \quad (28)$$

式(25)~(28)からかみあい力の中心方向成分の直交座標における x 方向、および y 方向成分を求めると次式となる。

$$|F_{Zx}| = - \sum |F_{Zio}| \cos \theta_{Zi} = - \frac{V_{th}}{2\pi} \Delta p_p \sin \alpha_G \sum_{i=1}^2 \frac{\cos \theta_{Zi}}{r_{Zi}} \quad (29)$$

$$|F_{Zy}| = - \sum |F_{Zio}| \sin \theta_{Zi} = - \frac{V_{th}}{2\pi} \Delta p_p \sin \alpha_G \sum_{i=1}^2 \frac{\sin \theta_{Zi}}{r_{Zi}} \quad (30)$$

3) 軸受負荷荷重の計算式

軸受到に負荷される荷重は、ギヤ外周部に作用する力の中心方向成分であり、式(15)~(18)に示す圧力分布 $p(\theta)$ と式(29)・(30)のかみあい力から計算できる。同荷重の x 方向成分と y 方向成分、および大きさはそれぞれ次式で求められる。

$$|F_{Gx}| = - r_G b \int_0^{2\pi} p(\theta) \cos \theta d\theta + |F_{Zx}| \quad (31)$$

$$|F_{Gy}| = - r_G b \int_0^{2\pi} p(\theta) \sin \theta d\theta + |F_{Zy}| \quad (32)$$

$$|F_G| = \sqrt{|F_{Gx}|^2 + |F_{Gy}|^2} \quad (33)$$

4.3 ギヤのすべり軸受支持を考慮した特性計算方法

上述の計算式からは、ギヤの回転中心位置が定められた場合に特性の計算ができる。しかし、軸受がすべり軸受の場合はギヤの回転中心位置は未知であり、これを求める計算が必要である。なぜなら、負荷荷重ベクトルに依存してギヤの回転中心位置が変化するのに対し、負荷荷重ベクトルもまた圧力分布によって決まるので、ギヤの回転中心位置に依存するためである。

そこで、提案モデル計算式の軸受負荷荷重ベクトルとすべり軸受の支持反力ベクトルを等価条件に置いた方程式の解を得ることが必要だが、それには数値反復計算を行う必要がある。図4にその計算プログラムのフローを

示す。

すべり軸受の性能特性についてはすでに確立された理論が存在し、本製品のすべり軸受もその理論に従うことは確実である。本報では、計算に使用する軸受性能数値は文献⁷⁾より引用した。

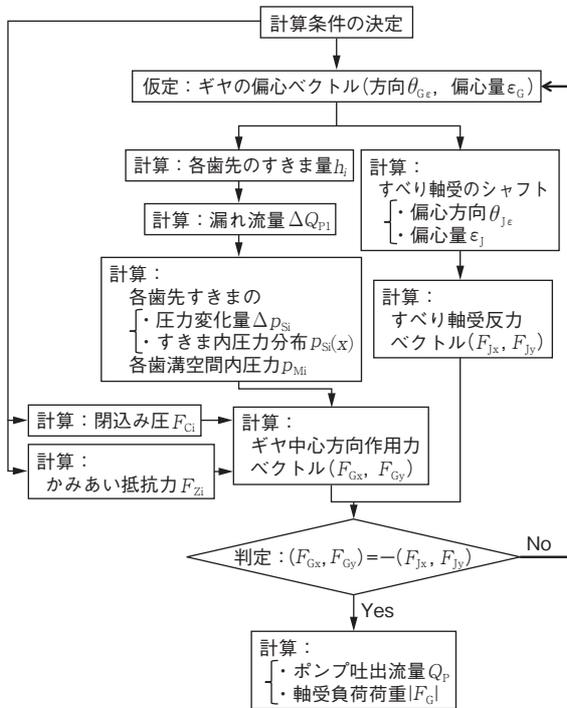


図4 すべり軸受支持構造ポンプの特性計算用フロー
Flow chart for calculating characteristics of slide bearing support structure pump

5. 計算結果

表1 実機の諸元 (代表概値)
Geometry of actual gear pump (Typical values)

ギヤの歯の外周半径: r_G , mm	20
ギヤ1個当たりの歯数: z_G	22
ギヤ1個当たりのシールされる歯数: z_S	12
歯先長さ: l_S , mm	0.2
ギヤの歯幅 (軸方向長さ): b , mm	15
ポンプの理論押しわけ容積: V_{th} , cc/rev.	1.7
ギヤの回転速度: n_G , min ⁻¹	3 000
作動流体の粘度: μ , Pa·s	0.018
ポンプ吐出圧力: Δp_P , MPa	10

5.1 従来理論値との比較

提案理論による流量効率の計算値を従来理論⁴⁾のものと比較した結果を図5に示す。計算条件は表1に示すような諸元・運転条件である。

図5に示すように、従来理論値と提案理論値の差異は偏心率が非常に小さい条件でのみ小さいことがわかる。そのため、偏心方向条件が提案理論値における容積効率の偏心率に対する変化の非線形性が強い場合には、とくに従来理論値に対する差異が大きい。偏心率が1のときに容積効率がゼロでないのは漏れが生じていることなので物理的に矛盾している。

従来理論における計算式の導出ではすきま量が一定の場合の流量の理論式を基礎式に用いており、さらに解析解が容易に得られるように方程式の高次成分を省略している。そのため、この計算結果のように、偏心率が大きい場合には誤差が大きく非線形性の小さい限定的な偏心方向条件でないと近似精度が悪い。

よって、従来よりも今回提案の理論式の方が、偏心率が大きい場合には非常に高精度である。軸受負荷荷重特性についても、計算式は漏れ流量に依存するので同様である。

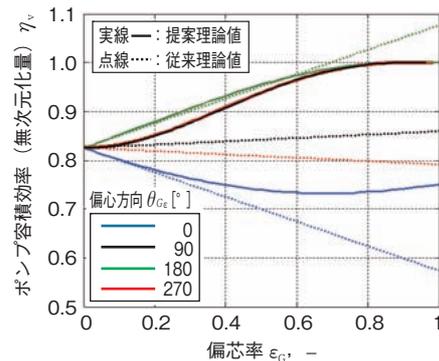


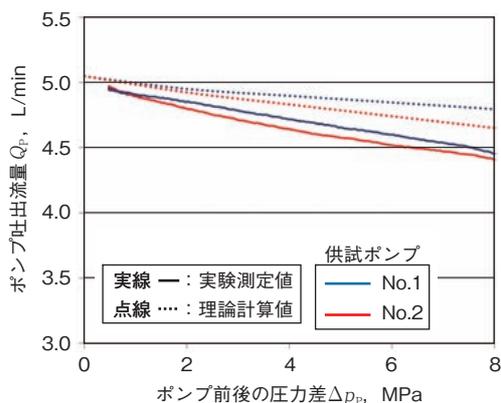
図5 提案理論値と従来理論値の比較
Comparison of proposed theoretical values and conventional theoretical values

5.2 理論値と実験値の比較

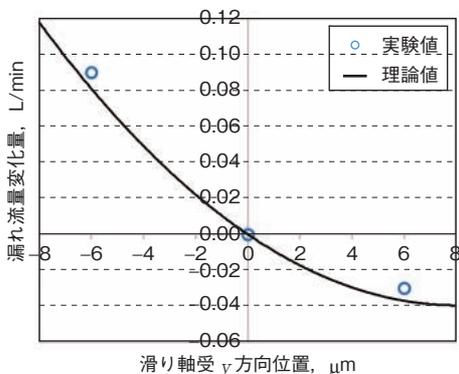
実機による実験値と理論値を比較した結果を図6に示す。代表的な条件は表1に示す通りである。

図6(a)に示す実験値は、一定回転速度でポンプを運転させて吐出側配管抵抗を変えることで、ポンプ吐出圧を変化させたときのポンプ吐出流量の測定値であり、供試の二つのポンプは歯先すきま量に影響する寸法のみが異なる。提案理論式による計算結果は実験結果に対して吐出流量が大きいことが分かる。この差の原因は、実機においては歯先すきま以外のすきまからも漏れが存在するためである。圧力が高いほどこの差が大きいのは、歯先すきま以外の漏れ流量はそのすきまが一定であれば圧力に正比例するためと推測でき、物理的に妥当である。

次に、歯先漏れのみでの理論値の精度を検証するため、**図6(b)**には歯先すきまのみが変化するようにすべり軸受中心の**図2**のy方向位置を変えて調べた結果を示す。縦軸には、横軸がゼロのときを基準とした漏れ流量の変化量を示している。漏れ流量は、式(1)を ΔQ_p について解いた形に変形し、実測で得られた吐出流量 Q_p を代入することで算出する。このグラフより、理論値が実験結果とよく一致していることが確認できる。したがって、本理論式によってポンプ吐出流量の歯先すきまからの漏れによる損失を予測できることが分かる。



(a) ポンプ全体の吐出流量
Flow rate of entire pump



(b) 歯先すきまに影響する部品寸法による変化量
(b) Amount of change due to component dimension affecting tooth tip clearance

図6 ポンプ吐出流量の実験値と理論値の比較
Comparison of experimental values and theoretical values of pump flow rate

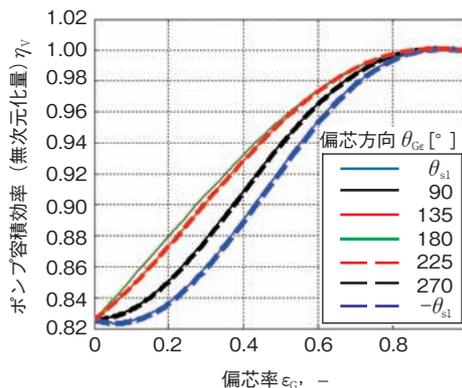
5.3 理論最適条件の検討

図7は**表1**に示す条件でのポンプ流量と軸受負荷荷重の理論値の偏心率と、偏心率に対する変化の計算結果を示している。流量特性はポンプ容積効率、軸受負荷荷重は偏心率がゼロのときの値による正規化量で表している。容積効率が1を超えることができるのは、歯先

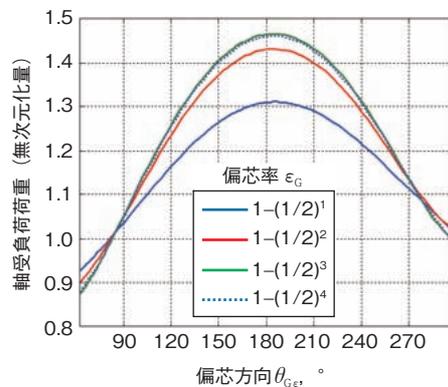
の回転によって粘性を有するオイルが引きずられて移送されるためである。

この結果から、流量性能に対しては偏心率が大きく寄与し、偏心方向はあまり寄与しないが偏心率があまり大きくないときは180度の方向が良いことが分かる。

軸受負荷については、吸入空間側方向に偏心させることで荷重を抑制できることが分かる。一方、180度付近の方向に偏心すると顕著に負荷が増大することが分かる。これは、吸入空間側方向でシールすると、ギヤ外周に分布する圧力による作用力は、y方向成分が**図1**中の座標空間の第2象限と第3象限の間で打消し合う上に、x方向成分は閉込み圧とかみあい力に相対されて減少するためである。また、偏心率が増加するほど、圧力分布の偏在によって軸受負荷荷重は大きくなる。一般的に、転動体軸受の寿命は負荷荷重の約3乗に反比例する⁸⁾ことから考慮すると、この程度の荷重変化であっても製品の信頼性は影響が大きいいため設計では注意が必要である。



(a) 流量特性
Flow rate characteristics



(b) 軸受負荷荷重特性
Bearing applied load characteristics

図7 理論値の偏心率と偏心方向に対する変化
Eccentricity ratio of theoretical value and changes in eccentric direction

6. おわりに

外接ギヤポンプの歯先すきまによる漏れ流量と軸受負荷荷重を計算する新しい理論式を導出した。また、ポンプギヤがすべり軸受支持構造の場合に未知であるギヤの偏心位置を数値的に計算するプログラムを作成した。そして、本理論式について調べた結果、以下のことが分かった。

- ・ 従来の理論に対して、本理論ではギヤの偏心を正確に考慮しており、その計算結果は局所的な条件以外では大きく異なる。
- ・ 本理論計算値は、実験値と比較した結果、妥当であることを確認した。
- ・ 歯先すきまによる漏れ流量は、偏心率によって大きく変化する。
- ・ 軸受負荷荷重は、偏心の方向によって大きく変化する。

参考文献

- 1) 宮津 純：歯車ポンプ歯先すきまの最良値，日本機械学会論文集. vol. 17. No. 56(1951)36
- 2) 板谷松樹，市川常雄：歯車ポンプにおける漏れ(第1報)，日本機械学会論文集. vol. 17. No. 60(1951)162
- 3) 市川常雄：歯車ポンプにおける漏れ(第4報)，日本機械学会論文集. vol. 18. No. 66(1952)160
- 4) 市川常雄：歯車ポンプの逆差現象について，日本機械学会論文集. vol. 24. No. 137(1958)28
- 5) 日本油空圧学会：油空圧便覧，オーム社. (1989)205
- 6) 堀 幸夫：流体潤滑，養賢堂. (2002)31
- 7) 堀 幸夫：流体潤滑，養賢堂. (2002)79
- 8) 日本機械学会：機械工学便覧，丸善株式会社. (1987) B1-36

筆者



吉田直史*

N. YOSHIDA

* 自動車部品事業本部 油圧システム技術部