両吸込うず巻ポンプの許容配管荷重に関する研究*

(第3報, 配管荷重によるポンプ脚部すべりについて)

紺野大介**, 前川整洋**, 湧川朝宏**

A study of Allowable Piping Loads on Double-Suction Centrifugal Pumps (3rd Report, Slip of Pump Feet Caused by Piping Load)

by Daisuke KONNO, Seiyo MAEKAWA, and Asahiro WAKIGAWA

The slip of pump feet on the baseplate caused by piping loads was investigated. The test pump was axially-split, single-stage, double-suction volute type with foot support. The static coefficient of friction between the pump foot and baseplate ranged between 0.15 and 0.35. The effects of dowel pins and jack screws against the slip were also investigated. Furthermore, shaft displacements due to the deformation of pump casing and baseplate were measured. In the case of test pumps, the proportion of the shaft displacement due to casing deformation to that of pump assembly was 50% and more in most load conditions. Then, the rigidity of not only the baseplate but also the pump casing must be increased when large piping loads over API loads are specified.

Key Words: Hydraulic Machine, Centrifugal Pump, Allowable Load, Nozzle Force, Slip of Foot, Shaft Displacement, Baseplate, Coefficient of Friction, Bolt Stress, Structural Analysis

1. 緒 言

ポンプに働く許容配管荷重に関する研究の重要度はAPI-610規格⁽¹⁾(以下, APIと称す)の普及とともに急速に増大し, 石油精製, 化学, 原子力用ポンプなどのほか, 一般のはん用ポンプへの適用が予想されるISO/DIS 5119規格⁽²⁾の草案にまで, その検討結果が打ち出されるようになった。このような傾向はポンプのみでなく, 例えば同じターボ機械のコンプレッサにおいても, タービンについて規定しているNEMA SM 23⁽³⁾の配管荷重を支持する形で, API-617⁽⁴⁾規格(コンプレッサ用)でNEMAの1.85倍までの外力を受けても機能的に支障のないものを義務づけており, これを受けてケーシングその他の剛性を執ように求める提案をしているものもある⁽⁵⁾。

第1報⁽⁶⁾ではケーシングに内圧が作用した場合のケーシング応力を, 前報⁽⁷⁾ではケーシングの変形に起因する軸端変位について言及した。本報ではポンプ脚部のベースとの間のすべりについて, まず取付けボルト応力を検討した。次に単一負荷による脚部のすべりを

実測, 水平方向, および, 上下方向外力の影響を検討し, 複数の負荷が作用する場合についての静摩擦係数を微視的すべりと巨視的すべりを勘案しながら比較, 考察した。さらに, ポンプ心出用として使用されることの多いノックピンや押しボルトの影響についても検討を加え, この方面の数少ない研究⁽⁸⁾⁽⁹⁾とも比較して両吸込うず巻ポンプのベース回りの軸端変位に与える効果を求め, 設計指針について考察した。

2. 記 号

A : ボルト円筒部の断面積
 A_s : ボルトの有効断面積
 B : 六角の2面幅
 d : ねじの呼び径
 d_i : ボルト穴の直径
 E_b : ボルトの縦弾性係数
 E_c : ポンプ脚部の縦弾性係数
 F : 配管荷重
 K : 定数, $K = M_{ys}/l_1 \cdot F_{zs}$
 K_b : ボルトの引張りばね定数
 K_c : ボルト脚部の圧縮ばね定数
 L : 取付けボルトに作用する外力
 L_b : ボルトの軸力

* 昭和60年8月28日 第933回講演会において講演, 原稿受付 昭和60年1月31日。

** 正員, (株)荏原製作所羽田工場(〒144 東京都大田区羽田旭町11-1)。

図1 実験装置

- L_0 : ボルトの初期軸力
 l_a : ボルト円筒部の長さ
 l_c : ポンプ脚部の肉厚
 l_s : ボルト遊びねじ部の長さ
 l_4 : ポンプ中心から脚部中心までの水平距離
 M : 配管モーメント
 R_1 : 摩擦力
 R_2 : 摩擦力
 T : ボルト締付けトルク
 $\delta_x, \delta_y, \delta_z$: ポンプ軸端変位
 $\delta_1 \sim \delta_8$: ポンプ脚部すべり量
 μ : 摩擦係数
 μ_s : 静摩擦係数
 ϕ : ボルト内力係数
 添 字
 d : 吐出し側
 s : 吸込側
 x : 座標
 y : 座標
 z : 座標

3. 実験装置および実験方法

供試ポンプは第1報⁽⁶⁾と同一の脚部支持形単段両吸込うず巻ポンプである。図1に実験装置の概略を示す。鋼板および溝形鋼で製作されたポンプベースを肉厚150 mmの鋼板上に固定し、そのベース上にポンプを4本の取付けボルトで固定した。ポンプノズルに荷重やモーメントを作用させた時のポンプ脚部すべりは図2に示すようにキャンティレバー形ひずみゲージ変換方式の変位計を使用して測定した。変位計の番号とその測定位置は図1に示すとおりである。またポンプ脚部にノックピンや心出し用押しボルトを使用した場合の脚部すべりについても測定し、それらの効果を調査した。更に、ポンプベースの変形がポンプ軸端変位に与える影響を調査するために、前報⁽⁷⁾と同様な方法で

図2 すべり量測定中のポンプ脚部

軸端変位を測定した。

4. ポンプ取付けボルトの応力

一般にポンプ脚部はポンプ取付けボルトの締付け力により生じるボルトの初期軸力以外に、配管荷重やモーメントによる外力も作用する。脚部に過度の上方向外力が作用すると、ボルトの応力が非常に高くなり、ボルト破断に至る可能性が考えられるため、APIの負荷条件でボルトに発生する応力がどうか、検討を加えた。

図3にポンプ脚部に上方向外力 L が作用した場合の荷重分布を示す。ただし、ポンプ自重は、ボルト締付け力に比較して充分小さいので省略した。ボルトの引張ばね定数を K_0 、ポンプ脚部の圧縮ばね定数を K_c とすると、ボルトの内力係数 ϕ は次式で表せる⁽¹⁰⁾。

$$\phi = K_0 / (K_0 + K_c)$$

初期締付けによるボルトの軸力を L_0 とすると、配管からの負荷によりボルトに外力 L が作用した時のボルトの軸力 L_0 は次式で表すことができる。

$$L_0 = L_0 + \phi \cdot L$$

図4にポンプ脚部の締付け線図を示す。両吸込うず巻ポンプは構造力学的に複雑な形状であるため、ノズ

ルに作用した荷重の大きさから脚部に作用する外力 L を正確に求めるのは容易ではない。そこで、外力 L は第1報⁽⁶⁾に示した FEM モデルを使用して有限要素法により算出した。解析の一例を図5に示す。

表1にポンプ1にAPIの荷重が作用した場合の取付けボルトの引張応力の増加量を示す。なお、ボルトのばね定数は次式により求めた⁽¹⁰⁾。

$$\frac{1}{K_b} = \frac{1}{E_b} \left(\frac{l_a}{A} + \frac{l_s + 0.5d}{A_s} \right)$$

また、被締結体であるポンプ脚のばね定数は次式により求めた⁽¹⁰⁾。

$$K_c = \frac{E_c}{l_c} \cdot \frac{\pi}{4} \left[\left(B + \frac{l_c}{5} \right)^2 - d^2 \right]$$

ポンプ1に関し、ケーシング材質がねずみ鋳鉄 (FC25)、ダクタイル鋳鉄 (FCD40)、鋳鋼 (SC46) の場合のボルト内力係数は、それぞれ、0.44、0.37、0.31となる。すなわち、ねずみ鋳鉄製ケーシングの場合、ボルトの内力係数が他の材質に比較して大きいため、ボルト応力の増加も大きくなる。表1において、これらの外力が同時に危険側に作用する場合を考慮すると、APIの規定荷重によるボルト応力の増加は55.3 MPaとなる。ボルト材質として一般に使用される炭素鋼 S 35 C の降伏点応力は390 MPa程度であるので、応力増加量は降伏点応力の10%を超えるほど大きい。したがって API 規定値の数倍にも及ぶほど大

きな配管荷重やモーメントが作用する場合には、ボルトの応力に対し、充分配慮する必要があることがわかる。

5. 脚部すべりに関する実験結果

5.1 単一負荷による脚部すべり まず、ポンプに対し水平方向の荷重やモーメントを単独でポンプに作用させ、脚部のすべり量を測定した。図6および図7に測定結果の一部を示す。ただし、すべり面は面粗度の最大高さ 35μ の研削仕上げ加工を施してある。ポンプ脚部は小荷重作用時にもわずかなすべり、いわゆる微視的すべり⁽¹¹⁾を生じており、ある限界値を超えると巨視的すべりが生じている。図中の矢印は巨視的すべりの開始位置を示す。

種々の荷重条件において微視的すべりから巨視的すべりへ移行する際、すなわち遷移域の摩擦係数から算出した静摩擦係数を図8に示す。摩擦係数は最小0.15から最大0.35の範囲でばらついているが、久門⁽¹¹⁾の実験からも立証されているとおり、研削面の平面接触の

表1 APIの負荷によるボルト引張応力の増加

Load (kN) (kN·m)	L (kN)	Increment of Bolt Stress (MPa)
Fxs = 7.1	1.5	2.2
Fys = 5.8	5.1	7.4
Fzs = 8.9	1.9	2.8
Mxs = 6.4	7.5	10.9
Mys = 4.7	0.9	1.3
Mzs = 3.1	3.2	4.7
Fxd = 6.7	1.9	2.8
Fyd = 5.3	3.9	5.7
Fzd = 8.0	1.4	2.0
Mxd = 6.1	7.0	10.2
Myd = 4.6	0.3	0.4
Mzd = 3.0	3.4	4.9
Σ	38.0	55.3

Pump No. 1
Cap Screw: M22, $A_s = 303 \text{ mm}^2$
 $\phi = 0.44$ (Material: FC25)

図3 ポンプ脚部の荷重分布

図4 締付け線図

図5 FEMによる脚部外力

場合にはこの程度のばらつきは必ず存在するものと考えられる。供試ポンプのような両吸込うず巻ポンプの場合、設計上、脚部のすべりに対する許容配管荷重を決定する場合には、静摩擦係数として0.15を使用すれば、充分安全であることが明らかになった。

5.2 上下方向外力の影響 ポンプ脚部のすべりは力学的に水平方向の荷重である F_x , F_z , M_y が大きく影響し、他の荷重は脚部に主として上下方向の外力を生じさせる。したがって基本的には脚部すべりの直接的原因とはならない。しかし、これらの荷重およびモーメントによりポンプ脚部取付けボルトの軸力が変化し、すべりを防止する摩擦力が減少することも考えられる。このような上下方向外力が脚部すべりに与える影響を調査するために、吸込および吐出しフランジにあらかじめ一定の上方向荷重 F_{ys} , F_{yd} を作用させた後、モーメント M_{ys} を徐々に増大させ、ポンプ脚部のすべり量を測定した。

測定結果を図9に示す。この図9は上方向外力の有無あるいはその大きさに無関係に脚部すべりはほぼ同一であることを示している。すなわち、図3に示した摩擦力 R_1 と R_2 の合計が上方向外力の値にかかわらず常に一定値となることが考えられる。したがって本供試ポンプのような形式のものは、脚部すべりを検討する際、水平方向の荷重及びモーメントのみについて考慮すればよいことを明らかにできた。

図6 ポンプ3の脚部すべり量測定結果

図7 ポンプ4の脚部すべり量測定結果

5.3 複数の負荷による脚部のすべり 水平方向荷重 F_x , F_z , M_y が同時に作用する場合において最もすべりやすい負荷の組合せは、 F_{xs} と F_{zd} が偶力となり M_y の方向に一致した時である。この場合 F_x は M_y に置換することができるため、今回の実験では最も過酷な状態、すなわち F_z と M_y が同時に作用した場合について検討した。

図10に F_{zs} と M_{ys} を実際に同時に作用させた時の脚部すべり量測定結果の一例を示す。ただし K は図10に示すような F_{zs} と M_{ys} との大きさの比とした。

図11はこれらの測定結果から静摩擦係数を算出した結果である。静摩擦係数は最小0.12から最大0.16の範囲にあり、図8に示した単一負荷の場合に比較して低い値を示している。この原因として考えられることは複数の負荷が作用する場合、脚部への荷重分布が複雑になるため、4箇所の摩擦力が等価に作用しないことが考えられる。図10に示す測定結果においてもすべりを生じた脚部は3箇所のみであり、残りの1箇所はすべり防止に寄与していないことがわかる。したがって複数の負荷が作用する場合は、3箇所の脚部ですべりを分担していると考えることが妥当であろう。

5.4 ノックピンおよび押しボルトの影響 両吸込うず巻ポンプに限らず、ケーシング脚部には組立、再組立の際の心出しを容易にする目的でノックピンや

図8 単一負荷作用時の静摩擦係数

図9 上方向外力の影響

ベースに装着された押しボルトが使用されることが多い。これらはポンプ脚部がすべることを防ぐ効果もあることが充分考えられる。そこで、ノックピンや押しボルトを設けた場合についても脚部すべり量を測定し取付けボルトのみの場合と比較検討した。

図12にその結果を示す。取付けボルトのみの場合、荷重 F_{xs} が 30 kN 以上になると遷移域を超えてすでに巨視的すべりを生じているが、ノックピンがある場合にはすべり量が急激に増大することはない。しかし脚部のすべりは明らかに認められる。ノックピンとリーマ穴との直径すきまは 0.02 mm 以下であるのに対し、例えば F_{xs} が 40 kN でのすべり量はおよそ 0.1 mm であるので、ノックピンがせん断変形しつつすべりを防いでいることは明白である。

一方押しボルトを使用した場合は脚部のすべり量はノックピンの場合より更に少なく充分な効果があることが認められる。したがって API 規定値の数倍にも相当するような多大な許容配管荷重やモーメントが要求された場合には、ノックピンよりも強固な押しボルトの使用が効果的であることを明らかにした。

図10 複数の負荷による脚部すべり

図11 複数の負荷作用時の静摩擦係数

6. ベースに起因する軸端変位

前報⁽⁷⁾にてポンプケーシングの変形により生じる軸端変位について述べたが、本報ではポンプベース上に固定したポンプの軸端変位を測定し、ポンプベースが軸端変位に与える影響について調査した。

図13にポンプ3における測定結果を示す。ポンプ全体としての軸変位のうち、およそ 40~80% はケーシングに起因するものであることがわかる。Steiger⁽⁹⁾は軸端変位に与える剛性の指標として、ポンプ各構成要素をそれぞれ分配し、その中で軸端変位の 40% はケーシングの剛性に依存することを述べている。また、本実験ではベース内にモルタルなどは充てんしていないが、実用上ポンプの据付け作業にはモルタルが充てんされる場合が多い。Bussemaker⁽⁸⁾によれば、ベース内にモルタルを充てんした場合、ベースの変形に起因する軸端変位は 1/2.5~1/4.5 に減少するとしている。

これらを加味すると脚部支持形ポンプでは、ポンプ全体の軸端変位に対し、明らかにケーシングの変形に

図12 ノックピン、押しボルトの影響

図13 ベースを含めたポンプの軸端変位

起因する軸端変位が支配的である。したがって API の規定値よりも大きな許容配管荷重に対しては、脚部のほかにケーシングの剛性に充分配慮することがポンプ工学上大切であることがわかった。

7. 結 言

前報⁽⁷⁾で規定した脚部支持形単段両吸込うず巻ポンプをポンプベース上に据付け、配管荷重やモーメントが作用した場合の軸端変位や脚部すべり量について検討した。その結果、次の成果を得た。

(1) API 規定値の配管荷重やモーメントが作用した時のボルト応力増加量は例えば炭素鋼 S 35 C 材の降伏点応力の 10 % 以上にも及ぶので、ボルト強度に対し十分な配慮が必要である。

(2) 単一負荷が作用した場合、微視的すべりから巨視的すべりに移行する際の外力から求めた静摩擦係数は 0.15 から 0.35 の範囲にある。したがって設計的には脚部すべりに関し、静摩擦係数を 0.15 として許容配管荷重を算出すれば安全側である。

(3) 配管荷重によりポンプ脚部に生じる上下方向外力は脚部すべりに対してはほとんど影響を与えず無視できる程度である。脚部すべりを検討する場合、水平方向外力についてのみ考慮すれば実用上支障はない。

(4) 複数の負荷が作用した場合において、4 箇所 of ポンプ脚部のうち、すべりに対して摩擦力が有効に作用する箇所は 3 箇所のみである場合が多いため、許

容配管荷重を決定する際には、設計上この点を考慮する必要がある。

(5) API 規定値の数倍にも相当するような多大な配管荷重に対しては、ポンプベースに強固な押しボルトを装着することは効果的である。

(6) 脚部支持形ポンプの軸端変位はケーシングの変形に起因する割合が、ほとんどの負荷要素に対しおよそ 50 % 以上であり、支配的である。したがって API の規定値よりも大きな許容配管荷重に対しては、脚部すべりのほかにケーシングの剛性をも充分高めることが必要である。

最後に、本実験を行ううえで多大の助力をいただいた、相吉澤俊一氏に対し、感謝の意を表します。

文 献

- (1) *API Standard 610*, Sixth Edition (1981).
- (2) *ISO/DIS 5199 Draft International standard*, (1983).
- (3) *National Electrical Manufacture's Association Pub.*, No. SM 23(1979).
- (4) *API Standard 617*, Fourth Edition(1979).
- (5) Kannappan, S., *Hydrocarbon Process*, (1982), 91, Gulf Publishing Co.
- (6) 紺野・前川・湧川, 機論, 50-459, B (昭 59), 2784.
- (7) 紺野・前川・湧川, 機論, 51-465, B (昭 60), 1660.
- (8) Bussemaker, E. J., *Ins. Mech. Eng., Fluid Mach Oil, Petrochem. Relat. Ind.*, (1981), 135.
- (9) Steiger, J. F., *Proc. 1st Int. Pump Symp. Turbomach. Labo.*, (1984), 47.
- (10) 山本, ねじ締結の理論と計算, (昭 45), 73, 養賢堂.
- (11) 久門, 機論, 35-273 (昭 44), 1093.