

【整番】FE-20-TC-001 【標題】ライトナフサ/ブタンポンプ吐出配管の振動
分類：流れ(流れ不安定)／種別：トラブル事例 作成年月：H18.6／改訂：Ver0.0 (H18.8) 作成者：N.Miyamoto

全5枚

1. あらまし

某製油所に納入した水素製造装置でライトナフサ/ブタン受け入れラインの流量を下げて運転したところ激しい振動が起きた。そこで、原因究明のために振動計測及びテストを行ったところ、ポンプ吐出側の制限オリフィスの挿入位置が悪く、サーボング(流量不安定)がひどくなっていることが、判明した。以下、このトラブルの技術的内容を紹介する。

2. トラブルの状況

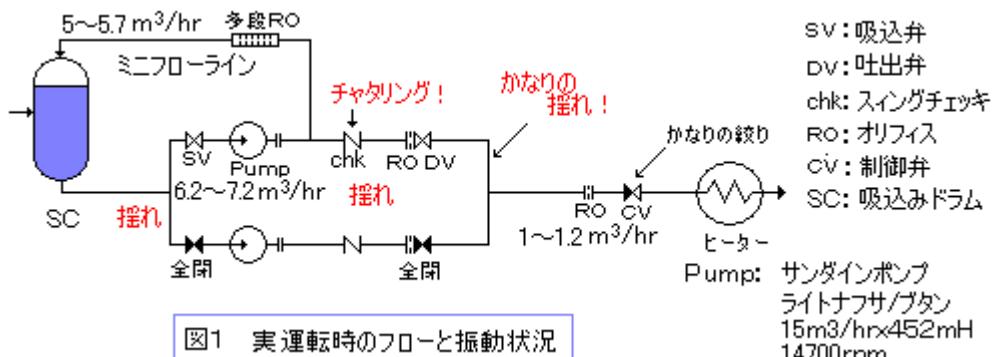


図1 実運転時のフローと振動状況

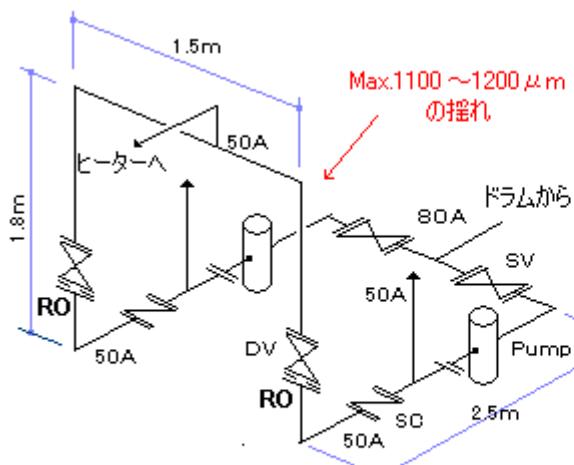


図2 配置/配管形状

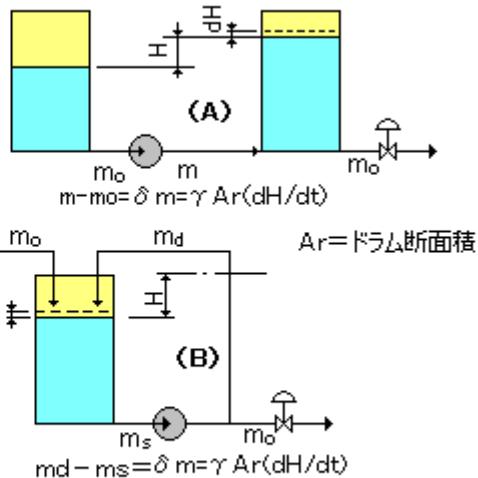


図4 モデルの差異

図1、2にラインの概要と振動の状況を示す。振動はポンプ揚液量が定格流量の45%未満のときに、顕著になる。図1の場合、揚液量は定格の41~48%(平均44.5%)でその大半(~80%)はミニフローラインを通じて吸い込みドラムに戻っている。この状況で、吸込みドラム以降~制御弁手前までの配管が下記のように水平方向にかなり揺れる。ただ、振動数は6.5~11Hzと比較的低い。

吸込み配管: Max.100 μ m程度、チェック弁フランジ: Max.120 μ m、

吐出弁フランジ: Max.360 μ m、合流ヘッダ手前: 1100~1200 μ m 何れも水平成分

これとともに、50Aスイングチェックがチャタリングしており内部で流動不安定が起きているようだ。(この振動現象は試運転前の水運転でも確認されているが、低流量運転が少ないということでは正措置は特にとられていないかった。)

3. 原因とメカニズム

(1) 低流量運転で振動がでること、あるいは比較的振動数が低いことからサージングの疑いがもたれた。通常、サージングは下記の条件が全て成立したとき発生する。

- ① ポンプのH-Q曲線に右上がり部分が存在すること
- ② 配管中に水槽があるかまたは気相部分があること
- ③ 吐き出し量を調節する弁の位置が上記の水槽または気相部分の後方にあること。

このポンプ(サンダインポンプ)は図3aに示すようにH-Q曲線の定格以下の流量域に右上がり部分が存在する。特にポンプ単独のケース(図中点線)はその勾配が目立っている。そこでポンプ出口にメーカー手配のオリフィスを付けて「ポンプ+オリフィス」としてこの勾配がなだらかになるように配慮されている(この措置はポンプメーカーの標準的な手法)。図中の実線が然り。ところが、実際のオリフィスは吐出弁フランジに取り付いていた(これは単なるミスではなく、工事の都合で取付け位置を変更したものでポンプメーカーの了承を得ている)。この状態ではポンプ出口～吐出弁の間から抜け出たミニフローラインの特性はポンプ単独の特性曲線(点線)になり、明らかに右上がり勾配を持つことになる。従って、本ケースでは、図らずも条件①が成立する。

また、ミニフローラインは上部に気相を持った吸込みドラムに接続されており、さらに吐き出しラインの先には絞りの制御弁がある。従って、条件②③もまた成立する。また、サージングが起こりうるという前提で種々の観察結果(水運転/試運転の結果を含めて)を吟味してみると現象的にマッチする点が多い。そこで、オリフィスを所定の位置即ちポンプ出口フランジに移設して、確認試験を実施した。その結果は、

吸込み配管 : Max.40 μm程度、チェック弁フランジ : Max.40 μm、

吐出弁フランジ : Max.200 μm、合流ヘッダ手前 : Max.450 μm

まだ、やや揺れは強いが、おおむね振動変位は半減した。チェックのチャタリング音もかなり減少し周期の短い軽いチャタリングに変化した。また、図3bに示すように有意振動域が以前の5.1～7.2m³/hrから、5.1～6.5m³/hrに縮退しており、振動が起こりにくくなっていた。

さらに試験では図1のヒータ行き流量を1～1.2m³/hrを2m³/hrにアップすると

吸込み配管 : 2 μm程度、チェック弁フランジ : Max.30 μm、

吐出弁フランジ : Max.65 μm、合流ヘッダ手前 : Max.100 μm

と、かなりドラスチックに振動が縮退した。またチャタリングも全く消えてしまった。これはライン端にちかい制御弁の開度が大きくなり、変動流量が下流に抜け易くなつたためと思われる。

オリフィスをポンプ出口に移せば、ミニフローラインは[ポンプ+オリフィス]の特性曲線(図3aの実線)になるので、サージングが起きにくくなる。従って、サージングを原因とする仮説は、ほぼ成立しており、本振動は主にサージングに由るものと判断される。

(2) 本振動の計測振動数は6.5～11Hzと比較的低い。吸込みドラムからヒーター入口の制御弁までのライン長さLは約25m、始端を開とし末端を閉(制御弁はかなり絞られているので)とすれば

液柱の一次固有振動数 $f_n = a/4L = 800 \sim 1200 / (4 \times 25) = 8 \sim 12 \text{Hz}$ (但し a =流体の音速m/s) であって、計測振動数にかなり近い。従って、本振動はラインの固有振動モードで揺れているようである。サージングなどの不安定現象では多々この傾向がみられるのでサージング仮説はこの面でも合っているようだ。

(3) ポンプのサージングについては通常、図4(A)のモデルで説明されている^(注1)。本ケースは図4(B)のモデルになるので、これと多少違ってくる。ただ、末端で絞られた流路に気相部分があつて手直に流量変動を吸収できるため、右上がりのポンプ特性曲線とラインの抵抗曲線が2重根をもつて流量変動を起こしても(図5参照)、抑制的なダンピングが効かず、流れの周期的な逸走を生じるという基本パターンに変わりはないと思われる。

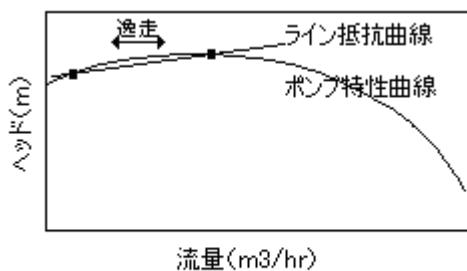


図5. 右上がり部分の不安定化

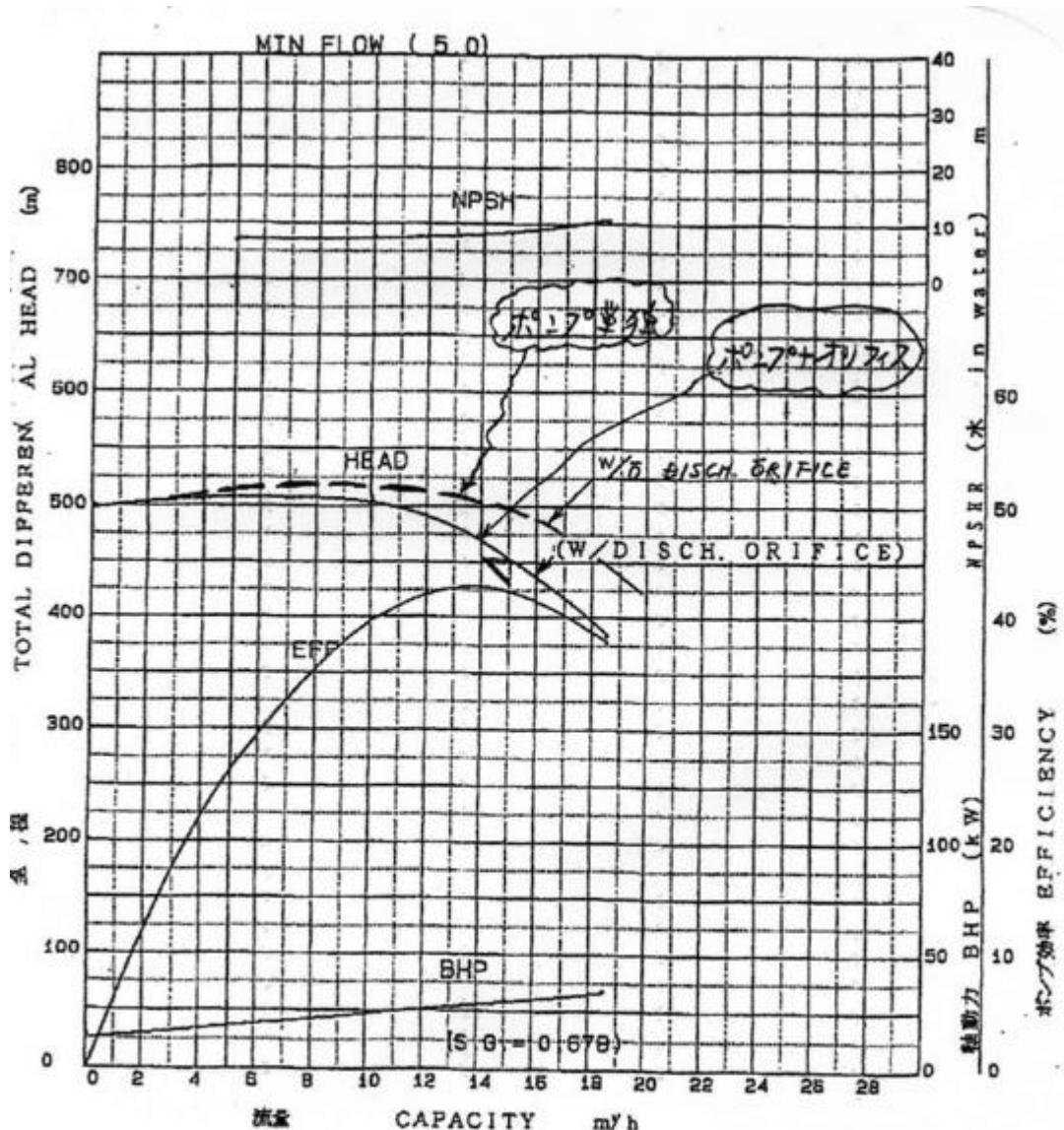
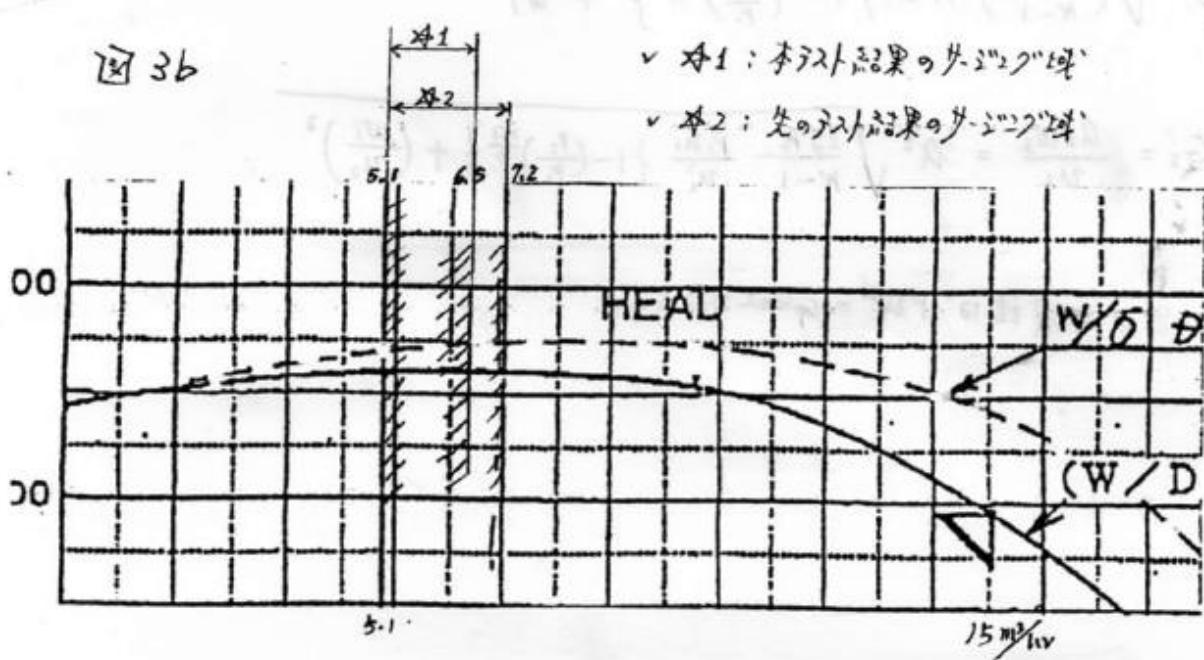


図3a. 10:7°特性曲線



4. 是正措置

オリフィスの位置を吐出弁フランジから、オリジナルのポンプ出口に移しても、振動はなくならない。これは、図3bをみればわかるように補正後の曲線にもまだ右上がり勾配が残っているからである。このため振動変位の可否判定では多少グレイゾーンに入る所以、オリフィス移設と共に配管サポートの追設/補剛を行った。その後、特にクレームは聞いていない。

(注1) 以下、文献(3)の記述によって、サージングを説明する。

ポンプ実揚程 h はポンプの $Q_p - h$ 曲線を用いて

$$h = h(Q_o) + \{dh(Q_o)/dQ_o\}q \quad \dots \dots \dots (1)$$

水槽の液面変動は $Fdh = (Q_p - Q_o)dt = qdt$ であるから

$$F(dH/dt) = q \quad \dots \dots \dots (2)$$

管路の運動方程式は $A(\rho gh - \rho gH) = \rho lA \{dU/dt\} = \rho lA \{d(Q/A)/dt\}$ より

$$h - H = (l/gA)(dq/dt) = M(dq/dt) \quad \dots \dots \dots (3)$$

(1)式を時間微分して $dh/dt = \{dh(Q_o)/dQ_o\}(dq/dt)$ 、(2)式より $dH/dt = q/F$ 、

(3)式より $dh/dt - dH/dt = M(d^2q/dt^2)$ 、これらを結合して

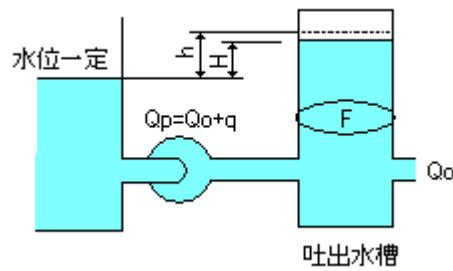
$$Md^2q/dt^2 - \{dh(Q_o)/dQ_o\}(dq/dt) + q/F = 0$$

この2階微分方程式では、 $-\{dh(Q_o)/dQ_o\} > 0$ のとき安定、 $-\{dh(Q_o)/dQ_o\} < 0$ のとき静的不安定になる。ここで

右上がり \rightarrow 勾配 $\{dh(Q_o)/dQ_o\}$ は正 $\rightarrow -\{dh(Q_o)/dQ_o\} < 0 \rightarrow$ 不安定

右下がり \rightarrow 勾配 $\{dh(Q_o)/dQ_o\}$ は負 $\rightarrow -\{dh(Q_o)/dQ_o\} > 0 \rightarrow$ 安定

なお、 Q =流量、 q =流量変動量、 h =ポンプ揚程、 H =基準水位、 t =時間、 l =管長、 ρ =密度



- 引用文献：(1) 「P801,P802 ポンプ廻り振動に関する検討」(H10.1) 宮本
(2) 「振動計測記録」(H9.12/H10.1) 宮本
(3) ターボ機械協会編「ターボポンプ」サージ現象