

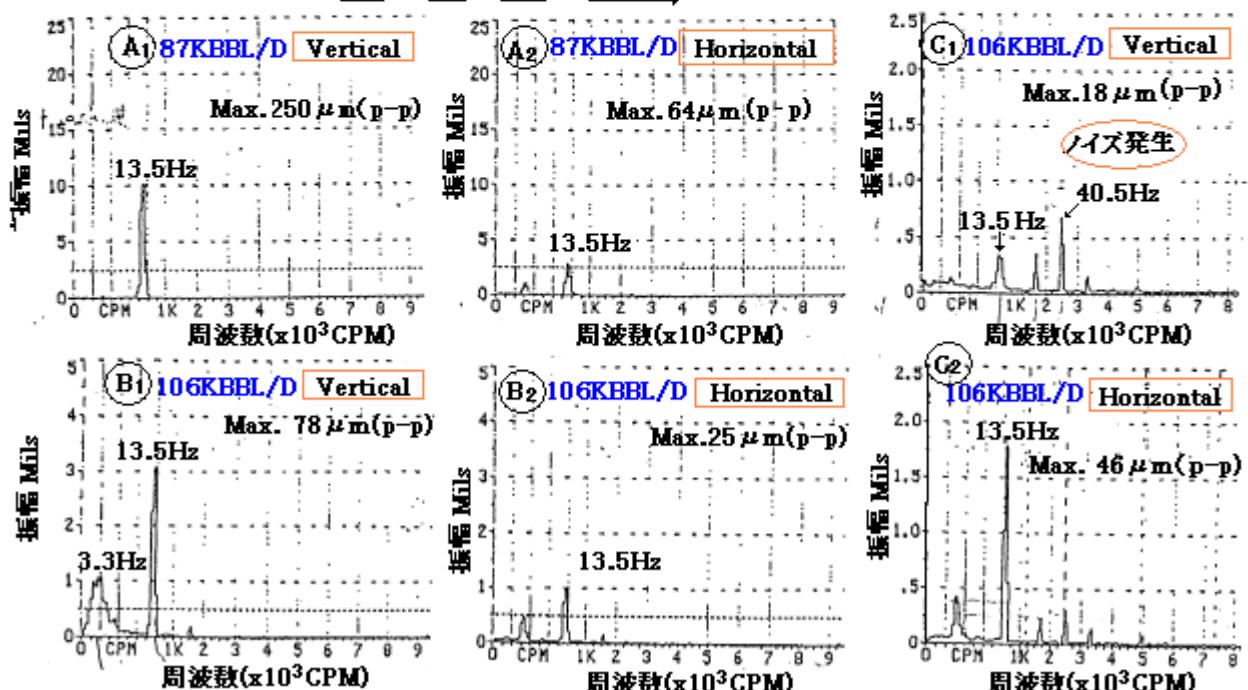
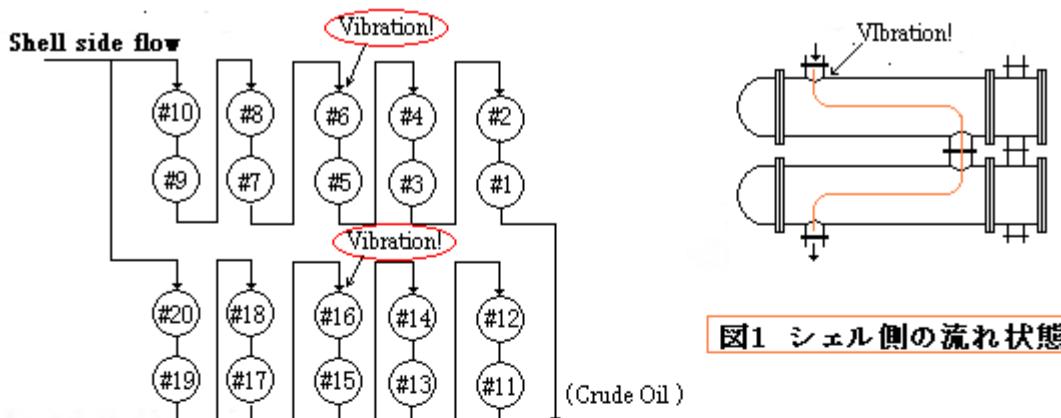
【整番】 FE-19-TC-008	【標題】 热交入口付近のノイズ・振動
分類：流れ(脈動流)／種別：トラブル事例	作成年月：H21.7／改訂：Ver0.0(21.8)

作成者：N.Miyamoto

全5枚

1. あらまし

中近東ダス島にある原油の処理設備の Crude oil-crude oil Heat Exchanger のシェル側入口ノズル廻りで振動と特異なノイズが観察された。特に運転に支障をきたした訳ではないが、このまま運転して問題はないかという顧客の質問があり、机上検討を行い原因メカニズムと対策を回答した。然るに問い合わせはその後とだえ、検討結果が妥当なものであったかどうかは不明になったが、今後この種の問題を扱う上で参考になるような気がするので以下、その検討内容をメモしておく。



2. トラブルの状況

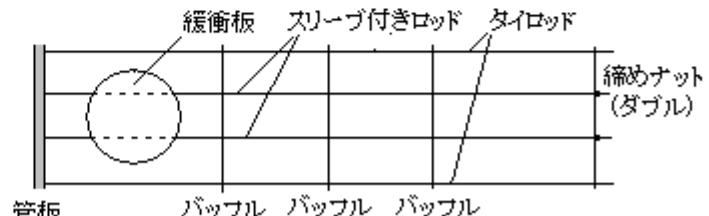
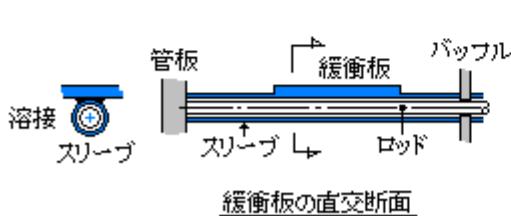
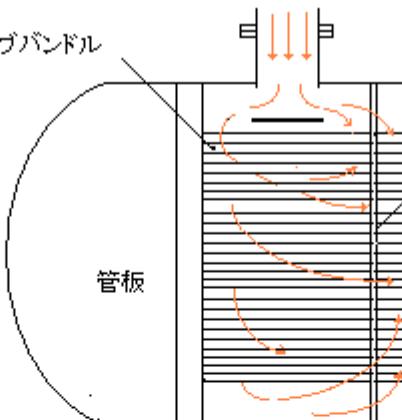
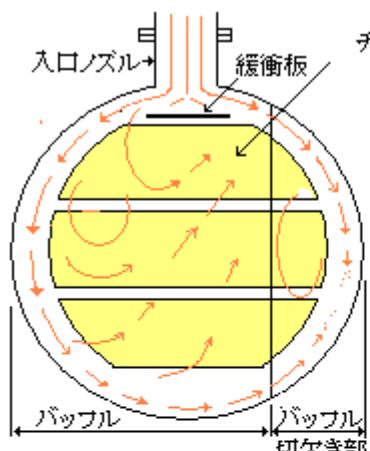
- (1) 問題のあった熱交シェル側のフローは図1のようで、2系列パラレルフローとなっている。熱交は2段積みになっている。
- (2) Crude oil を設計レベルの 79KBBBL/D($\sim 539\text{m}^3/\text{hr}$)から Max. レベルの 110KBBBL/D($\sim 750\text{m}^3/\text{hr}$)へ挙げてゆく過程で発生している。発生箇所は #6 热交と #16 热交のシェル側入口ノズル近傍。振動は局所的で、流量が高くなるとノイズがでてくる。図2に計測データの一部を示す。計測/観察結果では、

- (i) 全般に、水平成分より垂直成分(ノズル方向)の揺れが大きい。
- (ii) 13.5、29、40.5Hz にピークが見られるが、全般に 13.5Hz 成分が卓越している。
- (iii) 流量が増加しても上記の傾向は変わらないが、ある流量で急にノイズが発生し、13.5Hz の水平成分が卓越する。

最大の振幅は 10mil($250 \mu\text{m}$)程度であるが、これは SWRI の判定図では設計マージンのレベルで、まだ修正を要するレベルにはない。また図 2 の $\mathbf{C}_1/\mathbf{C}_2$ のデータはノイズ発生時のものであるが、垂直 40.5Hz が顕著になっているのがわかる。13.5Hz は 30Hz 以下で可聴音にはならない。30Hz を越える 40.5Hz 成分がでてノイズになったと思われる。ノイズは繰り返しの衝突音あるいは擦過音。またノイズ発生時は、 \mathbf{C}_2 データからわかるように明らかに水平成分の方が卓越している。

データからみて液の流入方向に 13.5Hz で振動しているとみていいと思うが、 A_1/A_2 、 B_1/B_2 データでも水平成分が 25-30%あること、また擦過音のイメージがあることから、**振れ廻り状態**が想像される。

- (3) 熱交は図 1 右のように 2 段積みになっている。各熱交の内部構造/寸法はほぼ同じ。2 段積熱交を連絡する配管には長短があるが、だいたい類似している。またラインは液温が多少変化するものの同じ流量。従って、状況としては他の 2 段熱交の入口で振動が起きてもおかしくない。何故 #6 と #16 なのか？



3. 原因とそのメカニズム

- (1) 振動が入口ノズルに限られることから、熱交の入口セクションあるいはノズルへの連絡配管に何らかの流体振動が起きていることが予想される。考えられる流体振動としては、

- ① 熱交内部のクロスフロー(チューブに直交する流れ)による振動
- ② 入口セクションのフローパターンの不安定
- ③ 熱交緩衝板廻りあるいは連絡配管分岐部の渦振動

①はチューブ列のいわゆる流力弹性振動あるいはカルマン渦振動を指す。HTRI 基準によるチェックでは、流力弹性振動は発生せず、カルマン渦も計測値のレベルにはなかったが、流れ解析による速度分布では、バンドルの外周の一部で、カルマン渦振動数が 13.5Hz に近づく傾向がみられる。

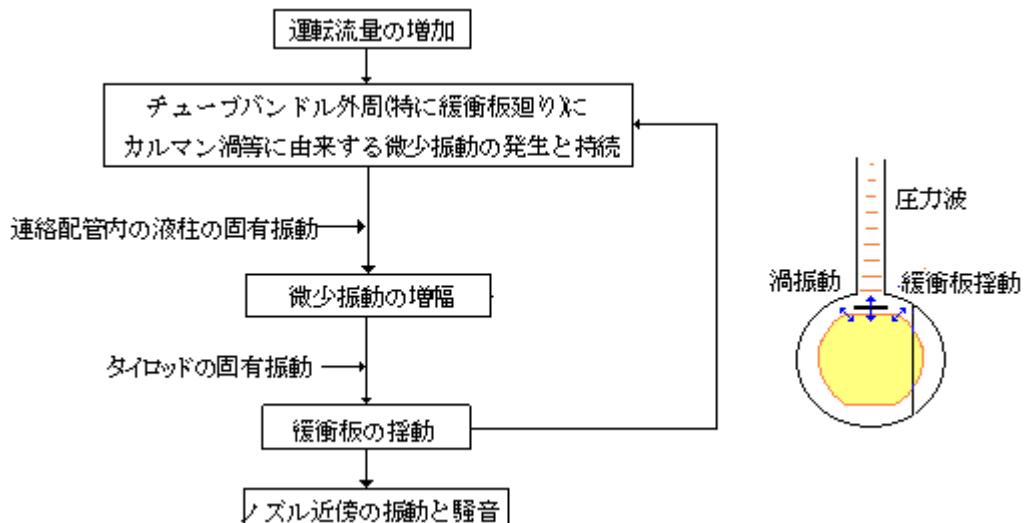
②は、流れ解析で入口セクションに大きな渦状の流れにはさまれた斜め上昇流がみられ、これが不安定化する懸念があったことを指す(図 3-a 参照)。しかしバンドル内の流速は遅く、不安定の周波数はせいぜい 1Hz 程度で、とても 13.5Hz にはつながらない。

③は、[緩衝板下の淀み部分にでの渦振動]と[連絡配管中の分岐部分の渦振動(図 3-b 参照)]を指す。前者については、流れ解析による緩衝板の外縁の流速からみて 0.2Hz 程度と非常に低く問題外である。後者についてはストローハル数 $0.25\sim 0.5$ をみて~ 2Hz 程度と、 13.5Hz レベルをかなり下回る。

この種の流体振動では、流路やインターナルの固有振動を確認する必要がある。検討結果では、流路(この場合は連絡配管内の流体柱)の固有振動数は、油中に微少の空気が含まれているという仮定で原油の音速を 800m/s 程度にすれば 13.5Hz に近づくことがわかった。なお #7-#6、#17-#16 以外は、配管長さが短くなっており、 13.5Hz レベルから外れる。

また、インターナル(この場合、緩衝板+ロッド)の固有振動数の推算では、末尾添付に示すように、一次 : 13.9Hz 、2 次 : 50Hz となり、計測振動数 13.5Hz 、 40.5Hz にかなり近づくことがわかった。

(4) 実際の所、この振動の原因を確定するにはデータが十分ではない。しかし検討の範囲内で、次のような振動メカニズムが推定できる。



恐らくバンドル外周のカルマン渦は殆ど振動をなさない軽微なもの。これが 13.5Hz 付近で連絡配管の液柱の固有振動および緩衝板を載せたタイロッドの固有振動と漸近して増幅し顕在化したのが、この振動・騒音の実体と思われる。そして幅広い流域で 13.5Hz が卓越していることから、いわゆるロック

イン状態になっており、振動自体はロッドの固有振動モードになっていると思われる。ただ流量が増加した直後、急に垂直 40.5Hz が現れてノイズが大きくなると共に水平成分が卓越化するのか？その場合、

- ・もともと渦振動がいくつかあり、その内の一つが 2 次のタイロッド固有振動数と同調した、
- ・ギャロッピングないし捩れフラッタが発生した

ことが考えられるが、いずれにしろ相当に厄介な議論になる(捩れフラッタ説は検討の価値あり)。

4. 是正措置

対策/改善策として次のようなものが挙げられる。

- (a) 設計レベルでの有意振動はないようなので、できるだけ設計流量以下で運転する。
- (b) 緩衝板の緩みが振動を持続させ、揺れを大きくしていると思われる所以、締めナットを締めこんで溶接で廻り止めする。あるいはスリーブをバッフル板に接合させる。

(b)については、ロッドがスリーブの中を振れ回って磨耗やフレッチング損傷を起こしかねないので、必須ではないかと思われる。

[以上の改善案は、振動メカニズムの粗い推論(水平成分の卓越化は割愛)とともに顧客に提案されたが、その後連絡がなく結末はわからないが、状況からみて、一応トラブルは収束したのではないかと思われる。]

添付－タイロッドの固有振動数の推算

(1) 緩衝板+スペーサは、端部の締めナット(ダブルナット)の締め込みで固縛されるようになっているが、実際は発生ノイズからみて締めナットが緩んで遊動していると思われる。そのため、この遊動体(緩衝板+スペーサ)は、Φ13 タイロッドに対し付加質量として作用するが、実体は図 A のように作用していると思われる。

遊動体がタイロッドを押すとき → 一体拳動(タイロッドに対し遊動体は付加質量として作用)
遊動体がタイロッドを離れるとき → 分離拳動(タイロッドに対し遊動体は付加質量とならない)

この場合、第 1 近似としては、タイロッドの周期 T はこの 2 つのモードの算術平均と見なされる。

$$T = (1/2)(T_U + T_W) \quad \text{ここで } T_U = \text{一体拳動の周期}, T_W = \text{分離拳動の周期}$$

従って、振動数は周期の逆数であるから、タイロッドの固有振動数は次のようになる。

$$f = 2f_U f_W / (f_U + f_W) \quad \text{ここで } f_U = \text{一体拳動の固有振動数}, f_W = \text{分離拳動の固有振動数}$$

(2) 一体拳動では、図 B のモデルを用い梁の FEM 計算から固有振動数を求める。なお流体付加質量 W_f は
スペーサ部分 : $\rho \pi a^2 L$ 、衝突板部分 : $8/3 \rho R^3$
ここで ρ = 流体密度、 a = スペーサ外半径、 L = 長さ、 R = 板半径
計算結果は次のようになる。

$$1 \text{ 次 } f_{U1} = 8.3 \text{ Hz}, 2 \text{ 次 } f_{U2} = 30.6 \text{ Hz}, 3 \text{ 次 } f_{U3} = 76.6 \text{ Hz}$$

(3) 分離拳動では、タイロッド部分を固定－支持梁とみなして、公式から固有振動数を求める。

$$f_W = \{1/(2\pi)\}(\lambda/L)^2 \{EI/(\rho A)\}^{0.5}$$

ここで λ = 振動定数(3.927, 7.069, ...)、 L =スパン、 EI =曲げ剛性、 ρ = 梁材密度、 A =梁断面積
計算結果は次のようになる。

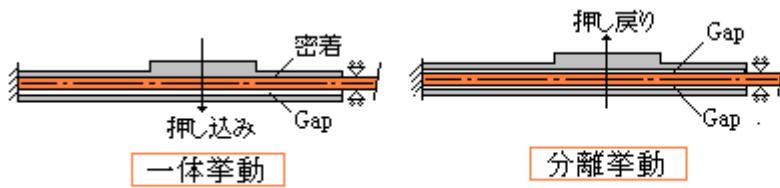
$$f_{W1} = 42.5 \text{Hz}, f_{W2} = 137.5 \text{Hz},$$

(4) 以上より、タイロッドの固有振動数は、

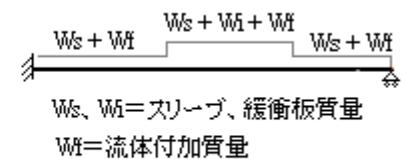
$$f_1 = 2f_{U1}f_{W1}/(f_{U1} + f_{W1}) = 2 \times 8.3 \times 42.5 / (8.3 + 42.5) = 13.9 \text{Hz},$$

$$f_2 = 2f_{U2}f_{W2}/(f_{U2} + f_{W2}) = 2 \times 30.6 \times 137.5 / (30.6 + 137.5) = 50 \text{Hz},$$

この結果は、流体力の加算や支持部のガタなどでダウン傾向になると思われる。故に 13.5Hz、40.5Hz に漸近する可能性がある。



図A 挙動モデル



図B 一体挙動の梁モデル

以上、相當に荒っぽい推論であるが、定性的には妥当ではないかと思う。