

128 摩擦力の作用する柔軟回転軸の振動 (実験)

佐藤 勇一 (埼玉大), ○長嶺 拓夫, 永井 純一
片山 圭一 (リョウセンエンシニアス)

Friction Induced Vibrations of a Long Flexible Shaft (Experimental Study)

Yuichi SATO, Department of Mechanical Engineering, Saitama University,
255 Shimo - Okubo, Saitama 338 - 8570, Japan

A soot blower is used to blow off soot on tubes in a tubular heat exchanger, or a gas heater. High frequency vibrations and noises occurred in operation. The soot blower has a long slender tube called a lance tube, 8 m long and 76.2 mm in diameter, which is put slowly into a gas heater. Steam flows through the lance tube and is discharged at the free end to blow off soot. The lance tube rotates slowly about its axis at 12 rpm. At an intermediate position the lance tube is supported by a support bearing, called a lance bearing. A lance tube is put into a gas heater slowly, the dominant frequency decreases and then increases abruptly. From frequency analysis the observed frequencies are the seventh to the ninth natural frequencies. Experimental study is done to clarify the mechanism of the vibration. Backward whirling motion of a shaft is observed. Higher modes appear as the gap between the flexible shaft rod and the circular support is reduced. They are considered friction induced self-excited vibrations.

Key Words: Friction, Self-Excited Vibration, Soot Blower, Backward Whirl, Flexible Shaft

1. はじめに

ボイラー等の多管式熱交換器では管に付着したダストを払うため、スーツブローと呼ばれる装置が使われる。図1はその一例で直径 76.2 mm のランス管と呼ばれる長さ約 10 m の管を約 12 rpm でゆっくりと回転させながらボイラー内に挿入したり、拔出したりし、管先端から蒸気を吹き出すことによりボイラー内の管に付着したほこりを吹きとばす。ランス管は出口部で図2に示すようなランス軸受で支持されている。ボイラー内にランス管をゆっくりと送り出し、あるいは引き戻してくるとき、音と振動が発生した。発生した音・振動の大きさおよび振動数は突出し量 S に依存しており、ランス管を送り出すときと、引き戻すときではほとんど差はなかった。

ランス管方向の送り速度は 2 m/min 程度と遅く、しかもランス管が軸方向に移動すると、図2に示すようにランス軸受も回転できる構造となっている。しかし、ランス管が回転しても周方向には回転しないので、ランス管はランス軸受に対して滑ることになる。このようなランス軸受の構造から、観察された音・振動はランス軸受と自転するランス管との間に働く回転方向の摩擦に起因すると考えられる。

系に働く摩擦力が原因となる自励振動として、摩擦力がすべり速度に対して負の勾配を持つ場合に発生する自励振動が知られ⁽¹⁾、これまでも研究がなされている。一自由度系については津村ら⁽²⁾、亘理ら⁽³⁾、高野ら⁽⁴⁾の研究があり、分布定数系については片岡

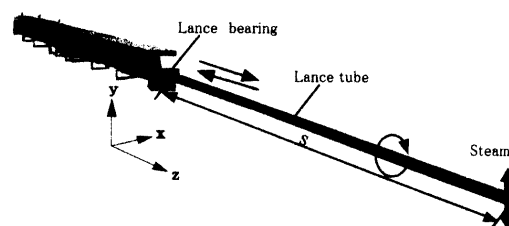


Fig. 1 Soot blower

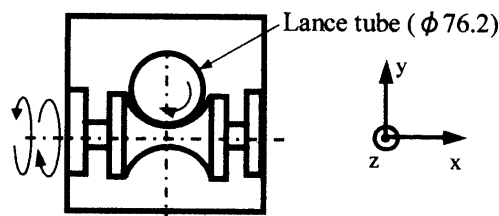


Fig. 2 Lance bearing (radial clearance = 1.9 mm)

ら⁽⁵⁾、中島ら⁽⁶⁾の研究がある。強制自励系の摩擦振動については井上ら⁽⁷⁾の研究がある。また、鉛直回転軸の摩擦によるふれまわりについては榎木ら⁽⁸⁾、矢鍋ら⁽⁹⁾の研究がある。しかし、今回観察されたような回転軸の支持位置によって振動数が変化する現象については報告がなされていない。

本研究では、ゆっくりと回転する柔軟回転軸の中間部を支持し、支持部の位置、半径すきま、および軸回転速度を変えて実験を行い、支持位置によって振動数が突然変化する現象が現れることを確認し、その発生メカニズムについて主として実験的に検討を行っている。

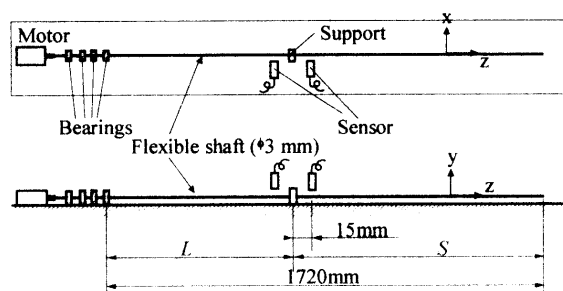
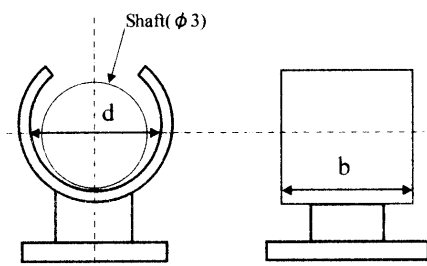


Fig. 3 Experimental apparatus

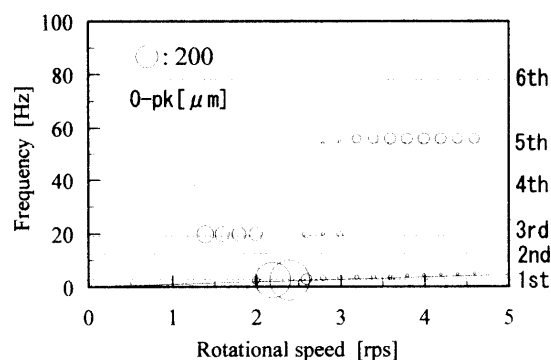
Fig. 4 Schematic of the support (radial clearance $c = (d - 3) / 2$ mm)

2. 実験

本実験に使用した実験装置の概略図を図3に示す。ランス管を模擬した長さ2000 mm、直径3 mmの鋼製の回転軸はモータで駆動される。駆動側は4つの単列深溝玉軸受で支持し、右端の玉軸受から自由端までの距離は1720 mmで、支持部までの距離を L とする。軸方向に回転軸を移動するのではなく、ランス軸受に相当する支持部の位置を移動させ(図3で距離 L を変えて)実験した。支持部は図4に示すような円筒形状で、内径 d は軸径よりも大きい34 mm、4 mm、6 mmの3種類を用いた。このときの半径すきま c はそれぞれ0.2 mm、0.5 mm、1.5 mmである。以下で述べる実験結果は半径すきま c によって表すことにする。軸方向長さ b は5 mm、10 mm、20 mmの3種類を用いたが結果に差異はなかった。支持部と軸との静止摩擦係数は約0.9、動摩擦係数は約0.7であった。回転軸の振動が位置によっては、振幅が10 mm以上になることから、振動が余り大きくならない支持部から15 mmの位置で測定した。

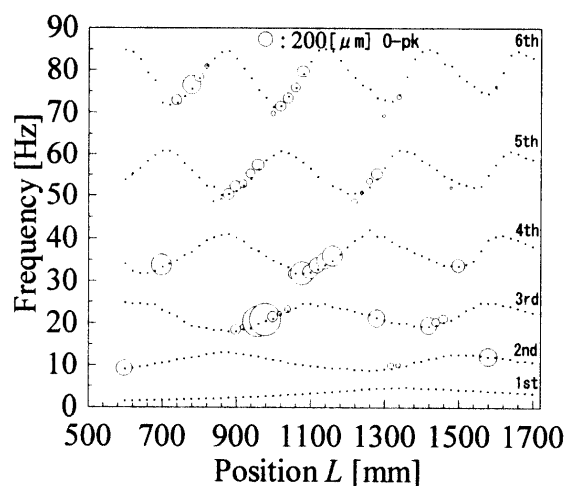
3. 結果および考察

図5に軸回転速度に対して、軸の振動数を示す。図中右上がりの直線は回転速度と同期した振動数成分を表し、25 rpsで1次の固有振動数と一致して共振し、大きな振動が発生する。支持位置を変えても本実験の範囲内では2次以上の危険速度は現れなかった。図には一端固定、他端自由支持、支持部を単純支持梁として計算した固有振動数が点線で示されている。これらの振動数は軸を打

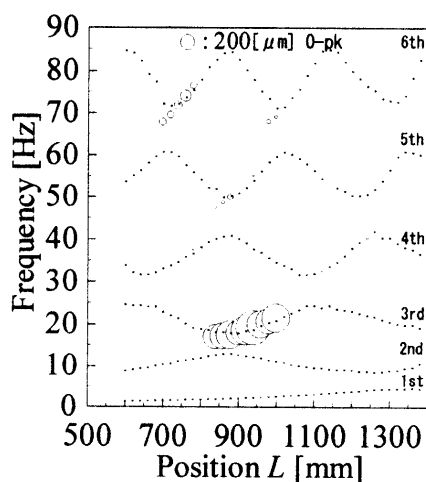
(c) $L = 940$ mmFig. 5 Campbell diagram ($c = 0.2$ mm)

撃して測定した振動数と良く一致していた。図から、軸回転速度が13 rps~2 rpsの範囲では3次の固有振動数成分(20 Hz)が、また、3 rps~4 rpsの範囲では5次の固有振動数成分(56 Hz)が卓越して現れているのがわかる。これらの振動数成分は軸回転速度によらないことから、回転軸と支持部の摩擦力による自励振動が発生していると考えられる。以下では回転速度に同期しない振動について考察する。

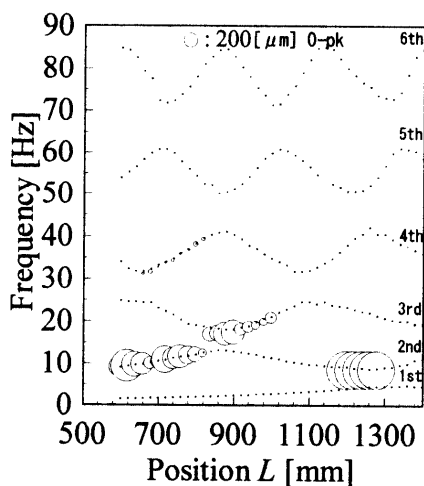
図6は支持位置 L を変えたときに、発生した振動の振幅と振動数を示したものである。図中の点線は図5と同様に一端固定、他端自由支持、支持部を単純支持された梁として計算した固有振動数である。図6(a)は支持部の半径すきま $c = 0.2$ mm、(b)は $c = 0.5$ mm、(c)は $c = 1.5$ mmのときの測定結果である。発生している振動の振動数が計算で求めた固有振動数に、一致していることがわかる。さらに、固有振動数は L に対して増減を繰り返して変化するが、ほとんどの振動が発生しているのは振動数の極小となる L 付近(谷の部分)から、 L に伴って増加する範囲(右上がりの部分)である。また、図6(a),(b),(c)を比較すると半径すきま c が狭い程発生する振動数が高いことがわかる。例えば、 $c = 1.5$ mmと半径すきまが大きい図6(c)では、5次モード以上の振動はほとんど現れていない。この理由は次のように考えられる。軸が支持部内で回転しているとき、回転軸には支持部から、垂直抗力 N と摩擦力 $f = \mu N$ が作用する。また、軸のたわみによる復元力や慣性力は小さいとすれば、垂直効力と摩擦力は支持部に作用する自重と釣り合い、支持部内での平衡位置 θ は $\theta = \tan^{-1}(f/N) = \tan^{-1}(\mu)$ で与えられる。半径すきま c によらず平衡位置 θ は同じである。しかし、同じ量だけ変位しても半径すきまが小さい程 θ は大きく変化し、 N と f の軸に作用する力は大きくなり、ちょうど剛性が高いことになり、現れる振動は高次となると考えられる⁹⁾。



(a) $c = 0.2 \text{ mm}$

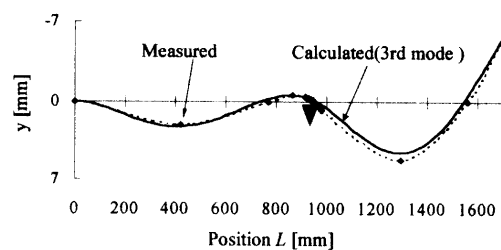


(b) $c = 0.5 \text{ mm}$

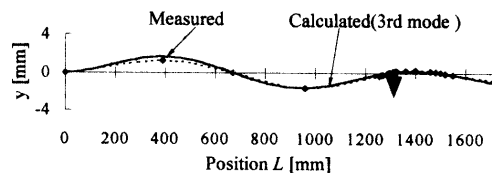


(c) $c = 1.5 \text{ mm}$

Fig. 6 Observed vibrations (○: amplitudes of the shaft at the support
.....: calculated natural frequency)



(a) $L = 960 \text{ mm}$



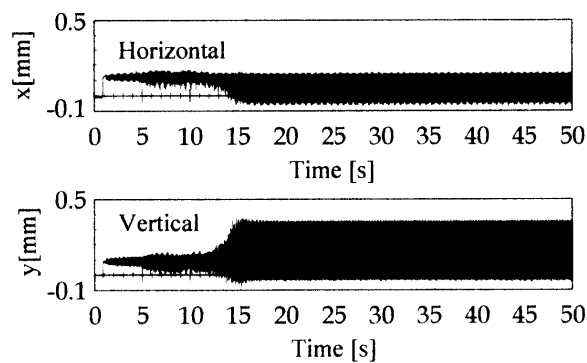
(b) $L = 1280 \text{ mm}$

Fig. 7 Mode shapes ($c = 0.2 \text{ mm}$, 1.5 rps)

図 6(a)の $L = 960 \text{ mm}$ における振動を測定したのが図 7(a)である。図中の▼印は支持部を示している。実線は一端固定，他端自由，中間の支持部を単純支持として求めた 3 次の振動モードである。測定値●を結んだ点線は計算値とよく一致しており，回転軸は 3 次モードで回転と逆向きに振れ回っていることがわかる。 L に対して固有振動数が減少している範囲では図 6 からわかるように振動は発生していない。例外的に図 6(a)の $L = 1280 \text{ mm}$ と 1580 mm において振動が発生している。 $L = 1280 \text{ mm}$ のときの振動モードを測定したのが図 7(b)である。この場合も回転軸は計算値とよく一致した 3 次モードで回転と逆向きにふれまわっている。

次に，支持部内での軸の運動の様子を示す。図 8(a)は回転し始めてからの軸の水平および鉛直方向変位 x および y を時間に対して示したものである。図に示した測定値は支持部の両端で測定した水平，垂直方向の変位の平均値を示している。軸が回転を始めると，支持部最下点にあった軸は摩擦力により約 0.1 mm 支持部をかけ上がる。その位置を中心に軸は微小振動し，しだいに振動は増加する。14 秒後振動は急に増加する。

図 8(b)～(e)には回転を始めから，5，10，13 および 30 秒後から 1 秒間の軸振動のリサージュ図形と周波数分析結果を示す。ふれまわり方向は軸の回転方向と逆向きで，初め軸受部の壁面をかけ上がりすべり落ちる軌跡を描いている。このときは 6 次モード成分が卓越している。図 8(d)および(e)に示すように，やがて 3 次モード成分が顕著に現れふれまわりは支持部壁面をかけ上がり，壁面をすべり落ちるのではなく楕円を描くような軌跡となり振幅は増大する。



(a) Shaft displacements versus time

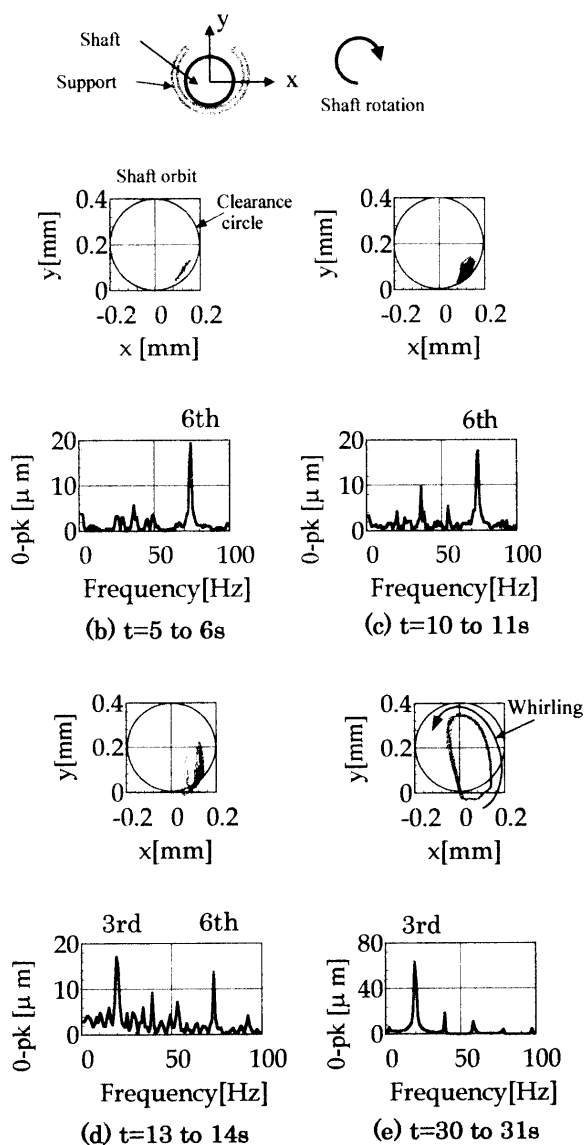
Fig. 8 Shaft vibrations ($c = 0.2$ mm, $L = 960$ mm, 1.5 rps)

図 8(a)から、3 次モードが卓越してくると振動は急激に増大していることがわかる。リサージュ図形との比較

から振動が小さい場合には、摩擦力と重力の釣り合った位置を中心に支持部をかけたがりたり滑り落ちたりしている。一方、振動が大きくなると軸が大きく曲げ振動をしているために、慣性力が大きく支持部をかけたがり状態においても軸から支持部への押し付け力が作用していて、摩擦力により軸はさらに上向きに駆動されると考えられる。

4. ま と め

スーツブローアのランス管をモデルとした柔軟回転軸系で実験を行い、得られた結果をまとめると以下のとおりである。

- ① 発生した振動現象は支持部と軸の摩擦による自励振動と考えられる。
- ② 支持部の半径すきまが狭いほど高次の振動が発生することがわかった。
- ③ 固定端と支持部の距離 L の増加に伴って（突出し量 S が減少するのに対し）固有振動数が増加する範囲で、振動は主として発生している。
- ④ 振動を時間に対して調べた結果、微小振動時には高次モードが卓越しているが、振動が大きく成長した後では低次モードが卓越している。

文 献

- (1) 例えば, William T. Thomson, THEORY OF VIBRATION WITH APPLICATIONS, (1981), 383-390, GEORGE ALLEN & UNWIN.
- (2) 津村正光・牧之内三郎・福尾信平, 機論, 17-57, (1951), 69-74.
- (3) 亘理厚・杉本隆尚, 機論, 29-200, (1963), 769-782.
- (4) 高野英資, 機論, 33-253, (1967), 1352-1362.
- (5) 片岡真澄・前澤成一郎・杉本隆尚, 機論, 44-381, (1978), 1503-1510.
- (6) 中島国継・荒木嘉昭・陣内靖介, 九州工業大学研究報告 (工学), No.50, (1985), 9-14.
- (7) 井上順吉・宮浦すが・松下修巳, 機論, 35-274, (1969), 1242-1248.
- (8) 榎木義一・岩本吉輝, 機論, 17-57, (1951), 61-66.
- (9) 矢鍋重夫・Epasaka Dieudonne BERNARD・金子覚, 機論, 97-1321, C(1998), 1890-1895.
- (10) Sato, Y., Vibrations of a Flexible Rod Induced by Friction, Proceedings of the ISVCS, (2001), 60-61.