

科学研究費助成事業 研究成果報告書

平成 26 年 6 月 16 日現在

機関番号：12401

研究種目：若手研究(B)

研究期間：2012～2013

課題番号：24760181

研究課題名(和文) 重力場における衝突利用機械に発生する低周波振動のメカニズム解明

研究課題名(英文) Mechanism of Low Frequency Vibration of a Vibroimpact System in Gravity

研究代表者

森 博輝 (MORI, Hiroki)

埼玉大学・理工学研究科・准教授

研究者番号：50451737

交付決定額(研究期間全体)：(直接経費) 3,100,000円、(間接経費) 930,000円

研究成果の概要(和文)：振動搬送機，振動ふるいなど，重力場における衝突をともなうシステムにおいては，加振振動数とは異なる低周波振動が発生して問題となることがある．

本研究課題では，このような低周波振動の発生メカニズムについて，基本的な解析モデルを用いて検討し，理論的に得られた結果を測定波形と比較した．その結果，系内で跳びはねる質量の高さの変動が，跳びはね高さの変動と重心変位の位相関係に依存して，低周波振動に対する励振効果あるいは減衰効果をもつことがわかった．

さらに，加振振動数，加振振幅，衝突時の反発係数といった系の主要なパラメータが低周波振動発生の有無および特性に及ぼす影響を明らかにした．

研究成果の概要(英文)：There are some mechanical systems that involve impacts in gravity, e.g. vibratory feeders, vibrating screens and so on. Sometimes unwanted low frequency vibration occurs in such vibroimpact systems.

This report investigates the mechanism of the low frequency vibration using a simple analytical model and an apparatus. Results show that the variation of bouncing height has exciting or damping effect depending on its phase related to the motion of the gravity center.

The effects of some parameters on the low frequency vibration are additionally examined.

研究分野：機械振動学

科研費の分科・細目：機械工学 ・ 機械力学・制御

キーワード：振動機械 衝突 低周波振動 異常振動

1. 研究開始当初の背景

機械の中には、振動搬送機、衝撃ダンパ、振動ふるいなど、重力場において上に質量が置かれた系を一定振動数で加振することによる衝突をともなうシステム（以下、衝突利用機械と呼ぶ）がある。このようなシステムにおいては、加振振動数とは異なる低周波振動が発生して問題となることがあり、振動ふるいの実機で発生した例も報告されている（本家浩一，振動ふるい機の自励振動，D&D2003 v BASE フォーラム，2003年）。現象の特徴から，これは自励振動の一種であると考えられる。実機においては，一般的に自励振動に効果があると言われている系の支持減衰を大きくする方法で振動発生を抑えているが，その発生メカニズムが明らかになっていない。振動ふるいについて加振振動数と一致した周波数音の低減を目的とした文献（例えば，内田季延，建設工事で用いる振動ふるいの低周波音対策 - 位相制御による音源のダイポール化 - ，騒音制御，2008年）は散見されるが，これらは上記の低周波振動に対するものではない。

衝突をともなう振動系の挙動については，Tompsonら（"Chaos after Period-Doubling Bifurcations in the Resonance of an Impact Oscillator", Physics Letters, 1982）や Showら（"A Periodically Forced Impact Oscillator with Large Dissipation", Transactions of the ASME, Journal of Applied Mechanics, 1983）の文献を始めとする非線形力学の観点による研究例が多く，カオスや分数調波振動などについては詳細に調べられている。より実機に近いシステムを対象としたものとしては，荒木らが粉粒体ダンパを用いた振幅低減について実験と数値計算により検討している（"粉粒体衝撃ダンパ（垂直振動，片側衝突時の特性）"，日本機械学会論文集 C 編，1983）ほか，吉武らはインパクトダンパを用いた自励振動の低減が有効であることを示している（"インパクトダンパによる自励振動の防振"，日本機械学会論文集 C 編，1994）が，上述のような低周波振動に関する研究は見当たらない。

2. 研究の目的

本研究課題では，実験と理論の両面から，上述のような衝突利用機械に発生する有害な低周波振動のメカニズム解明を目指す。さらに，主要なシステムパラメータが低周波振動発生の有無および特性に与える影響を明らかにすることを目的とする。

3. 研究の方法

本研究で用いた実験装置の概要を図1に示す。装置は，右端を玉軸受によって回転自由の状態に支持された2本の硬いアルミ棒（以下，上質量および下質量と呼ぶ）および不釣り合いおもりからなる。下質量は図1(a)のように左端近くを上からばねで支持されている。下質量には奥行き方向の対称な位置に2

個の不釣り合いおもり m_w が取り付けられており，これを一定角速度 ω_w で回転させて下質量を加振することができる。上質量は下質量に載った状態で置かれ，下質量が振動すると自由に跳びはねることができる。両質量の接触点には，緩衝材の柔らかいゴムが設置されている。測定にはレーザ変位計を用いて，下質量の変位を測定した。なお，不釣り合いおもりを回転させて周期的な衝突振動が生じている状態で外乱を加えて過渡振動を測定し，その波形から固有振動数を同定したところ約 $f_n = 4.4 \text{ Hz}$ であった。

図1の装置において，不釣り合いおもりの質量および回転数（加振振動数）をさまざまな値に設定して低周波振動の発生の有無を調べるとともに，緩衝材ゴムの種類を変更して両質量間の反発係数が低周波振動の特性に与える影響を実験的に調べた。

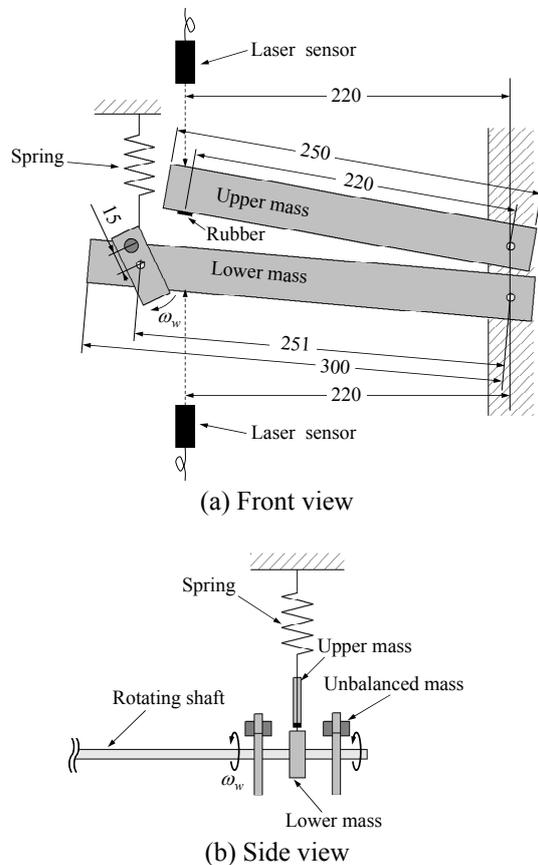


Fig.1 Experimental apparatus

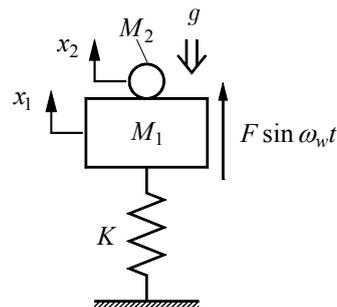


Fig.2 Analytical model

図2の系は、図1の装置をさらに簡単化した並進系力学モデルであり、低周波振動の発生メカニズムを理論的に考察するために用いた。このモデルでは、両質量が接していないときの運動方程式は以下ようになる。

$$M_1 \ddot{x}_1 + Kx_1 = F \sin \omega_w t \quad (1)$$

$$\ddot{x}_2 = -g \quad (2)$$

一方、接触しているときの運動方程式は以下の式で与えられる。

$$(M_1 + M_2) \ddot{x}_1 + Kx_1 = F \sin \omega_w t - M_2 g \quad (3)$$

$$x_1 = x_2 \quad (4)$$

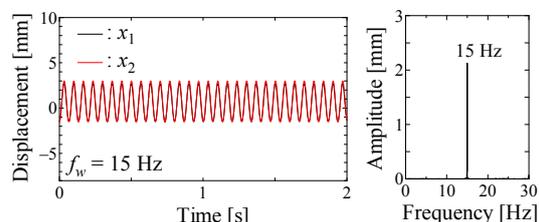
本研究では、上式から導出される系の重心変位 x_G に関する運動方程式から低周波振動が発生するための条件を導くとともに、その結果の妥当性について、図1の装置を用いた実験により調べた。

4. 研究成果

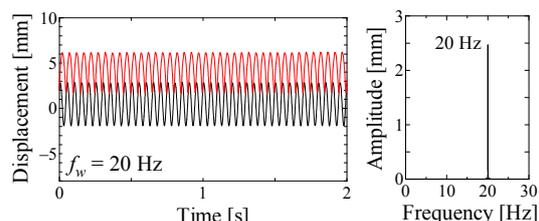
(1) 低周波振動に及ぼすパラメータの影響

図3(a), 3(b)および3(c)は、 $m_w = 41.5 \text{ g}$ の不釣り合いおもりを用いて、加振振動数をそれぞれ $f_w = 15 \text{ Hz}$, 20 Hz , 24 Hz と設定した実験で得られた下質量変位 x_1 の波形 (黒色)、上質量変位 x_2 の波形 (赤色) および x_1 の波形の周波数解析結果を示したものである。

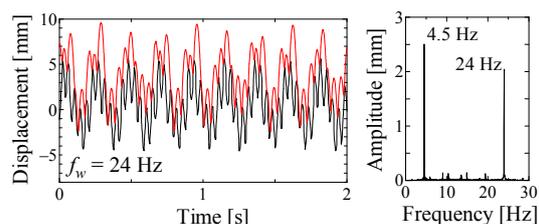
図3(a)では、加振振動数 $f_w = 15 \text{ Hz}$ と一致した成分のみの振動が起きており、上質量はほとんど跳びはねていない。図3(b)では、上



(a) $f_w = 15 \text{ Hz}$



(b) $f_w = 20 \text{ Hz}$



(c) $f_w = 24 \text{ Hz}$

Fig.3 Displacement of masses

質量が大きく跳びはねているが、やはり加振振動数 $f_w = 20 \text{ Hz}$ と一致した振動が起きている。図3(c)では、加振振動数 $f_w = 24 \text{ Hz}$ の成分に加えて、ゆっくりとした低周波の振動が発生していることがわかる。周波数解析結果より、この低周波振動は $f = 4.5 \text{ Hz}$ であり、上述の固有振動数 $f_n = 4.4 \text{ Hz}$ に近い。この振動数は加振振動数 $f_w = 24 \text{ Hz}$ に比べてかなり小さく、対応する振動数の加振源が存在しない。

図4は、 $m_w = 41.5 \text{ g}$ および 57.7 g の2種類の不釣り合いおもりを用いた実験において、上記のような低周波振動が発生した加振振動数の範囲を図示したものである。横軸が加振振動数 f_w の値であり、 $m_w = 57.7 \text{ g}$ および 41.5 g に関する実験結果を上下に並べた。各実験は3回ずつ実施し、大きな \times 印は常に低周波振動が発生したことを、小さな \times 印は3回の実験で1回あるいは2回だけ低周波振動が発生したことを、 \bullet 印は低周波振動が1回も発生しなかったことを示している。

$m_w = 41.5 \text{ g}$ および 57.7 g のいずれについても、実験を行った範囲では加振振動数 f_w が高い領域で低周波振動が発生した。また、 $m_w = 41.5 \text{ g}$ および 57.7 g の結果を比較すると、 $m_w = 57.7 \text{ g}$ の結果のほうがより低い加振振動数から低周波振動が発生している。

不釣り合いおもりによる加振では加振力振幅が振動数 f_w およびおもり質量 m_w とともに大きくなることを考慮すれば、図4の結果は加振力振幅がある程度大きくなると低周波振動が発生することを示している。

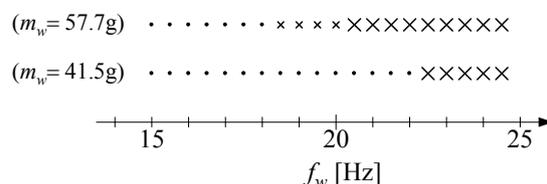
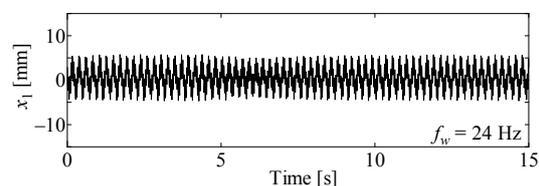
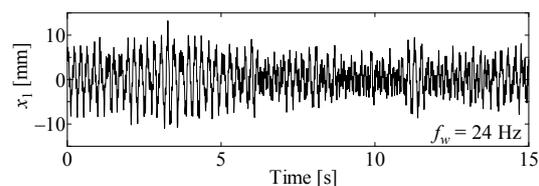


Fig.4 Parameter range where low frequency vibration occurred



(a) Soft rubber



(b) Hard rubber

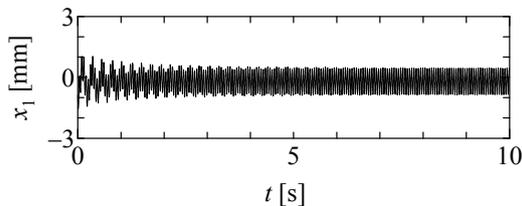
Fig.5 Amplitude variation of the lower mass

図 5(a)および 5(b)は、両質量間の緩衝材として柔らかいゴムと硬いゴムを用いたときの下質量波形を示したものである。図より、柔らかいゴムを用いた図 5(a)の場合には発生している低周波振動成分の振幅がほぼ一定となっているのに対し、硬いゴムを用いた図 5(b)では低周波振動成分の振幅が時間とともに大きく変動している。これより、両質量間の反発係数は低周波振動の振幅変動に影響を与え、反発係数の増加とともに振幅変動が大きくなると考えられる。

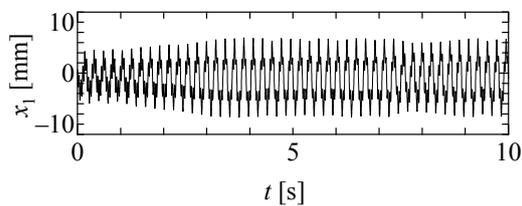
(2) メカニズムに関する検討

つぎに、低周波振動の発生メカニズムについて調べた。なお、これ以降に示す実験結果では、レーザセンサによる変位測定位置をピン支持点から（図 1 では 220 mm の位置だったものを）85 mm の位置に変更している。

図 6 は、低周波振動が発生しないとき（加振振動数 $f_w = 19.5$ Hz）の下質量変位 x_1 の波形と、低周波振動が発生するとき（ $f_w = 23.0$



(a) Damped vibration ($f_w = 19.5$ Hz)



(b) Growing vibration ($f_w = 23.0$ Hz)

Fig.6 Low frequency vibration

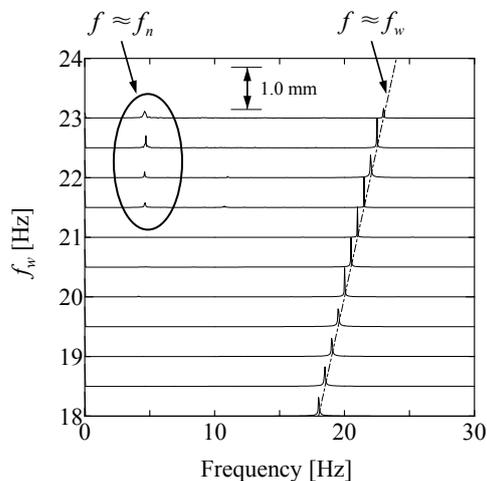


Fig.7 Frequency spectra of lower mass

Hz) の波形を比較したものである。波形より、 $f_w = 19.5$ Hz では低周波成分が時間とともに減衰しているのに対して、 $f_w = 23.0$ Hz では成長していることが確認できる。

加振振動数 f_w を $f_w = 18.0$ Hz ~ 23.0 Hz の間で 0.5 Hz 刻みで変化させて得られた下質量波形を周波数解析した結果を図 7 に示す。図 7 より、加振振動数が $f_w = 18.0$ Hz ~ 21.0 Hz の範囲では加振力と一致した振動数成分（破線の位置）のみが卓越しているが、 $f_w \geq 21.5$ Hz の場合には固有振動数付近の 4.4 Hz ~ 4.6 Hz にも明確なピークが現れていることから、上述のように加振振動数 f_w が高くなると低周波振動が発生することが確認できる。

低周波振動の減衰あるいは成長について、図 2 の解析モデルおよび式(1)~(4)の運動方程式を用いて検討する。両質量が接していないときの運動を記述する式(1)および式(2)、両質量が接しているときの運動を記述する式(3)および式(4)のいずれから、重心の運動を記述する次式が得られる。

$$(M_1 + M_2)\ddot{x}_G + Kx_G = F \sin \omega_w t - M_2 g + K(x_G - x_1) \quad (5)$$

ここに、 x_G は両質量の重心変位である。

ここで、式(5)の右辺第 3 項 $K(x_G - x_1)$ に着目すると、この項の位相が重心変位 x_G の位相に対して進んでいけば励振の位相関係になる。さらに、

$$x_G - x_1 = \{M_2 / (M_1 + M_2)\}(x_2 - x_1) \quad (6)$$

の関係があることを考慮すれば、図 8(a)のように低周波振動によって重心が上向きに動くときに両質量の相対変位が小さく、下向きに動くときに大きければ、低周波振動は減衰すると考えられる。逆に、相対変位と重心の運動が図 8(b)の関係にあるとき、右辺第 3 項は励振効果をもつと考えられる。

このような位相に関する考察の妥当性を実験波形で確認した。図 9 は、相対変位 $x_G - x_1$ と重心変位 x_G について低周波の卓越振動数成分 ((a): 4.4 Hz, (b): 4.6 Hz) の比較と、比較に用いた x_1, x_2 の測定波形を示したものである。図 9(a)より、低周波振動が減衰する波形

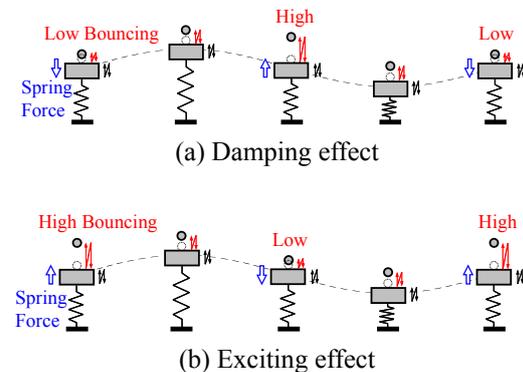
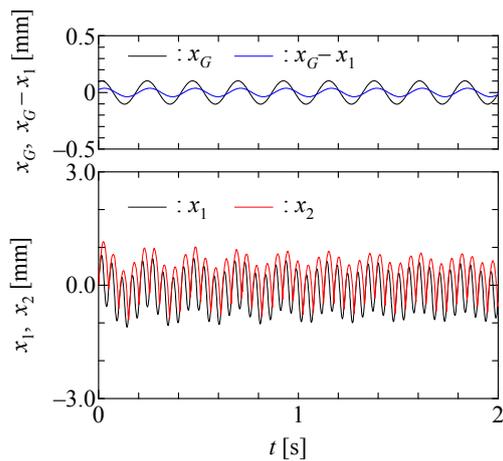
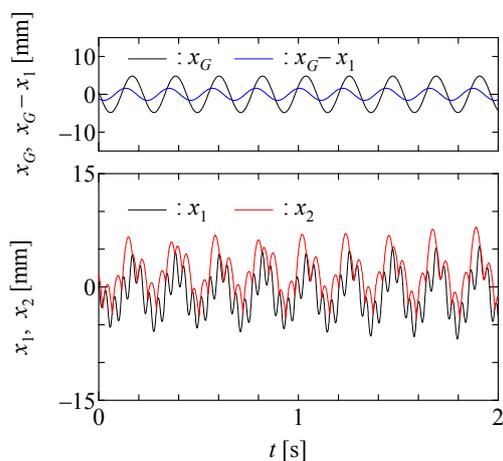


Fig.8 Effect of bouncing motion on low frequency vibration



(a) Damped vibration



(b) Growing vibration

Fig.9 Phase relationship between $x_G - x_1$ and x_G

では、相対変位 $x_G - x_1$ の位相は重心変位 x_G に対して遅れており、減衰力として作用していた。一方、図 9(b) に示すように、低周波振動が成長する場合には、相対変位 $x_G - x_1$ の位相は重心変位 x_G に対して進んでおり、励振力として作用していた。

以上より、2 自由度衝突系における低周波振動のメカニズムは、相対変位（重心と下質量の相対変位）と重心変位の位相関係に起因した励振作用であると考えられる。

5. 主な発表論文等

(研究代表者、研究分担者及び連携研究者には下線)

[雑誌論文] (計 1 件)

- ① Hiroki Mori, Takuo Nagamine, Yuichi Sato, Effects of Parameters on Low Frequency Vibration of a Vibroimpact System, Proceedings of the 15th Asia-Pacific Vibration Conference, 査読有, Vol.1, 2013, pp. 957-960.

[学会発表] (計 2 件)

- ① 森 博輝, 長嶺拓夫, 倉富喬弘, 佐藤勇一, 衝突系に発生する低周波振動, 日本機械学会関東支部第 19 期総会講演会, 講演論文集, No.130-1, pp.155-156, 2013 年 3 月 15 日, 首都大学東京南大沢キャンパス.

6. 研究組織

(1) 研究代表者

森 博輝 (MORI, Hiroki)

埼玉大学・大学院理工学研究科・准教授
研究者番号: 50451737

(2) 研究分担者

なし