

遠心振り子式動吸振器を用いたねじり振動低減に関する研究：マルチボディダイナミクスによる動解析

佐々木, 謙太 / SASAKI, Kenta

(出版者 / Publisher)

法政大学大学院理工学・工学研究科

(雑誌名 / Journal or Publication Title)

法政大学大学院紀要. 理工学・工学研究科編 / 法政大学大学院紀要. 理工学・工学研究科編

(巻 / Volume)

57

(開始ページ / Start Page)

1

(終了ページ / End Page)

8

(発行年 / Year)

2016-03-24

(URL)

<https://doi.org/10.15002/00012974>

遠心振り子式動吸振器を用いた ねじり振動低減に関する研究 —マルチボディダイナミクスによる動解析—

A STUDY ON REDUCTION OF TORSIONAL VIBRATION
USING CENTRIFUGAL PENDULUM ABSORBER
—DYNAMIC ANALYSIS WITH MULTI-BODY DYNAMICS—

佐々木謙太

Kenta SASAKI

指導教員 御法川学

法政大学大学院理工学研究科機械工学専攻修士課程

Developing fuel saving technique are needed for preventing global warming and energy resource issue in automotive industry. Engine downsizing is one of the fuel saving technique. It can attain miniaturization of an engine and maintain an engine performance. However, it increases in cost and torsional vibrations occur and cause serious noise and vibration problem. Therefore, a centrifugal pendulum absorber which utilizing dynamic vibration absorber theory was developed for torsional vibration. In previous study, dynamics characteristics were solved by using the equation of motion that was modeled to a spring-mass system in a torsional vibration system. Although it was considered to inertia and rigidity of each component, the structure and mechanism movement were not considered. Therefore in this study, an analytical model with multi-body dynamics considering them was developed and conducted to verification of damping effect by experiment. For the results, it was clarified that centrifugal pendulum absorber can reduce torsional vibration.

Key Words: Analytical model, Torsional Vibration, Vibration Control, Simulation

1. 緒言

地球温暖化やエネルギー問題に対応するため自動車産業においては省燃費技術の開発が重要な課題となっている。これに対し、パワートレーンにおいては過給ダウンサイジングというエンジンを小型化し、不足したトルクをターボチャージャーなどの過給器により補うことで燃費性能を向上させる技術が開発されている。エンジンの小型化では気筒数自体を減らす少気筒化が有効であるが、少気筒化によりエンジンからのトルク変動が大きくなりNV性能は悪化する。そのため近年、ねじり振動低減技術に対する重要性が急激に高まり、活発に研究開発が進められている。例えば従来よりも大きなストロークを有するスーパーロングトラベルダンパを内蔵したトルクコンバーター^[1]や2つの回転慣性を有するダイナミックダンパ^[2]、遊星歯車を利用し、慣性が可変可能なダンパ^[3]などが研究開発されている。しかし、これらのダンパはねじり振動に対して一定の効果を挙げてはいるが、まだ十分

と言える結果ではなく、より安価で小型な新型ダンパの研究開発が必要である。そこで本研究ではねじり振動に対する新型ダンパの開発を目的として、動吸振器理論を利用した遠心振り子式動吸振器に着目する。また、そのためにはダンパ機構を有するねじり振動系に対する解析法の構築が必要である。従来の研究ではねじり振動系をばね-質量系へモデル化し、運動方程式を解くことにより、その動特性が明らかにされてきた。しかし、この従来の理論解析では各部品の慣性や剛性は考慮されるが、構造や機構運動を考慮することはできない。

本研究ではまず、従来から行われている理論解析により、減衰効果の検証を行う。続いて減衰効果の更なる向上を目的として、構造や機構運動を考慮できるマルチボディダイナミクスによる解析モデルを開発することで、理論解析では明らかにすることができない改良案を示す。最後に、この動吸振器を取り付けた実験装置を設計し、制振効果を明らかにすることで有用性を示す。

2. 遠心振り子式動吸振器

振動系に対する減衰方法の1つとして動吸振器理論を利用するものが存在する。これは制振対象物(主振動系)に補助的な質量(副振動系)を取り付けることで慣性力を反力として利用した方法である。この理論は主に機械や建造物の往復振動系に利用され、制振効果が得られるものとして知られている^[4]。一般的に動吸振器を1自由度振動系に適用した場合、共振曲線上に2つの定点が存在するため、それより振幅を小さくすることができない。そこで、遠心振り子式動吸振器では回転体に副振動系として振り子運動をする質量体を取り付け、反共振点となるその固有振動数を回転数に応じて変化させるように設計する。これにより定点が存在せず、全回転速度領域で減衰効果を得ることが可能である。

3. 理論解析

(1) 解析モデル

回転系の振動解析モデルとして回転中心に軸を持つ1自由度の円盤型回転体に振り子運動をするように質量体を取り付けた場合を考える。主振動系である回転体の慣性モーメントを $J[\text{kgm}^2]$ 、軸の角変位を $\theta[\text{rad}]$ 、ねじり剛性を $K[\text{Nm/rad}]$ 、減衰係数を $C[\text{Nms/rad}]$ とする。回転軸が角速度 $\omega[\text{rad/s}]$ で回転し、1/2 回転に1度、振幅 $h[\text{rad}]$ の回転変動が発生しているとし、入力波形は $h \sin 2\omega$ とする。

副振動系は n 個の振り子を回転中心からそれぞれ等しい位置に取り付け、 i 番目の角変位を $\varphi_i[\text{rad}]$ 、質量を $m_i[\text{kg}]$ 、減衰係数を $c_i[\text{Nms/rad}]$ とする。振り子は回転体の中心から $R_i[\text{m}]$ 離れた位置を支点とし取り付け、振り子支点から振り子重心位置までの距離を $r_i[\text{m}]$ とする。

回転体と n 個の振り子の運動方程式を立て、 θ, φ_i について整理すると式(1)となる^[5]。振り子の固有振動数 $\omega_p[\text{rad/s}]$ は式(2)となる。回転変動は1/2 回転に1度生じることから $2\omega = \omega_p$ のとき振り子の共振現象が発生し、減衰効果が得られるため $R_i: r_i = 4:1$ となるようにした。

運動方程式に表1の各物性値を代入し、数値解析を行った。振り子の質量、個数による減衰効果の影響を比較するため、質量は0.75, 1.5, 3.0[kg]、個数は1, 2, 4 個の場合で解析を行った。

$$\left\{ \begin{array}{l} (J + \sum_{i=1}^n m_i R_i^2 \sin^2 \varphi_i) \ddot{\theta} \\ - \sum_{i=1}^n m_i R_i^2 (\dot{\theta} + \omega)^2 \cos \varphi_i \sin \varphi_i \\ - \sum_{i=1}^n m_i R_i r_i (\dot{\theta} + \dot{\varphi}_i + \omega)^2 \sin \varphi_i \\ + C(\dot{\theta} + \omega) + K\theta \\ = \sum_{i=1}^n c_i \dot{\varphi}_i (r_i + R_i \cos \varphi_i) - h \cos 2\omega t \\ m_i r_i \ddot{\varphi}_i + c_i \dot{\varphi}_i + m_i (R_i \cos \varphi_i + r_i) \ddot{\theta} \\ + m_i R_i (\dot{\theta} + \omega)^2 \sin \varphi_i = 0 \quad (i = 1, \dots, n) \end{array} \right. \quad (1)$$

$$\omega_p = \omega \sqrt{R_i / r_i} \quad (2)$$

Table 1 Physical properties

$J[\text{kgm}^2]$	0.06
$K[\text{Nm/rad}]$	1585
$C[\text{Nms/rad}]$	1.0
$c_i[\text{Nms/rad}]$	0.01
$R_i[\text{m}]$	0.08
$r_i[\text{m}]$	0.02
$h[\text{rad}]$	0.01

(2) 解析結果

まず、振り子を1つ取り付けた場合の解析を行った。図1に回転体のみの場合と0.75[kg]の振り子を取り付けた場合の共振曲線を示す。振り子を取り付けたことで共振点の位置が81[rad/s]から89[rad/s]付近に移動したが、振幅が約17%減少していることから減衰効果を確認できる。

図2に振り子の質量が0.75, 1.5, 3.0[kg]の場合の共振曲線を示す。質量が増加するほど減衰効果も増大し1.5, 3.0[kg]においては全域で入力波形の振幅よりも制振できている。振り子を取り付けたことにより振動系が非線形系となり、42[rad/s]付近に高調波共振が発生していることがわかる。

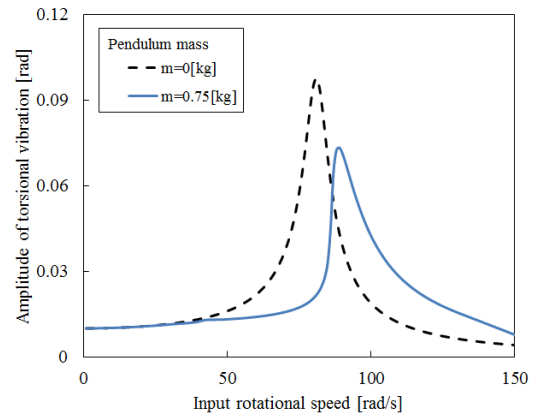


Fig.1 Theoretical calculation results for effect of centrifugal pendulum absorber on resonance curve

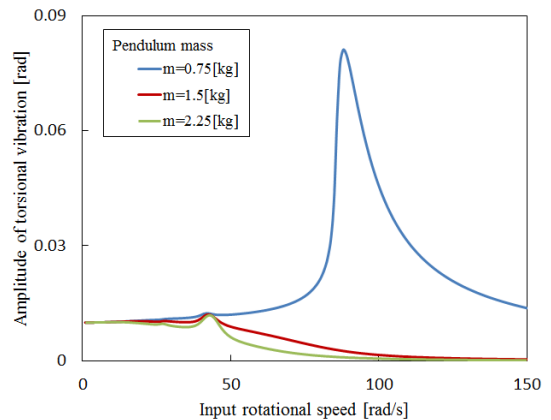


Fig.2 Theoretical calculation results for influence of pendulum mass on torsional vibration

次に振り子を複数取り付けけた場合の解析を行った。図3に質量0.75[kg]の振り子を1個、2個、4個取り付けけた場合の共振曲線を示す。振り子の個数が多いほど減衰効果も増大することがわかる。図4に振り子の質量の合計が等しくなるように質量0.75[kg]の振り子を4個、質量1.5[kg]の振り子を2個、質量3.0[kg]の振り子を1個取り付けけた場合の共振曲線を示す。合計質量が等しい場合、減衰効果はほぼ同じ値となることがわかる。

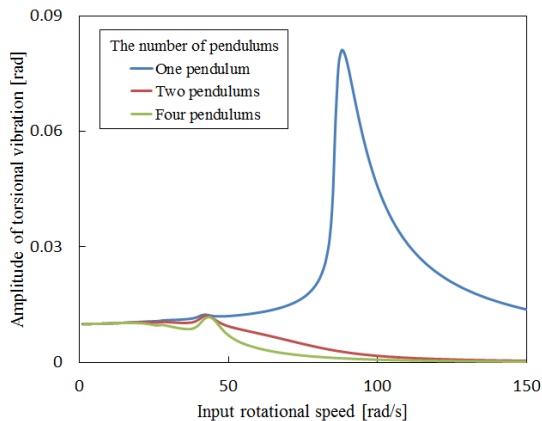


Fig.3 Theoretical calculation results for influence of the number of pendulum on torsional vibration

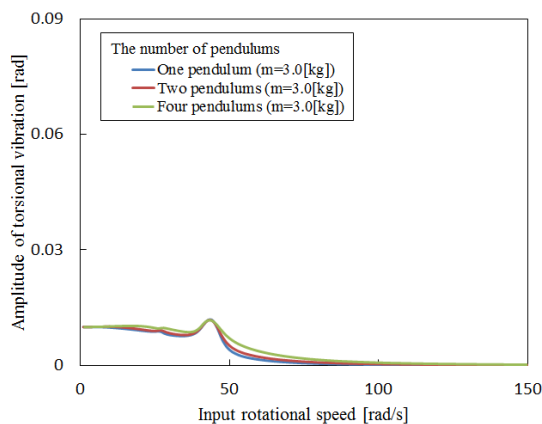


Fig.4 Theoretical calculation results for relationship of mass and number of pendulums on torsional vibration

4. 機構運動解析

(1) 解析モデル

遠心振り子式動吸振器の機構運動、シャフトの弾性変形を考慮し、各部品の時刻歴応答を計算する。マルチボディモデルの作成と数値計算には、汎用のマルチボディダイナミクスソフト RecurDyn⁶⁾を用いる。以下に作成したモデルの詳細を示す。図5は開発したマルチボディモデルの概要である。

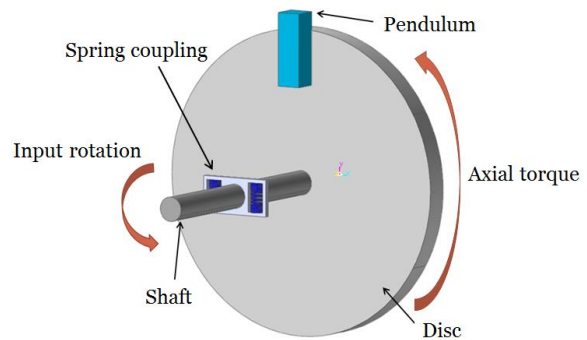


Fig.5 Multi-body dynamics model for centrifugal pendulum absorber

回転体と振り子は剛体、回転軸はねじれ方向に弾性変形するような簡易的な機構でモデル化した。また、振り子の形状は四角柱となるように設計した。軸端に回転を、回転体側に軸トルク $T = K h \sin 2\omega$ を付与することで回転変動を与えた。物性値は理論解析同様、表1の値となるように設計した。

(2) 解析結果

まず、振り子を1つ取り付けけた場合の解析を行った。図6に回転体のみの場合と0.75[kg]の振り子を取り付けた場合のねじり振動の共振曲線を示す。振り子を取り付けたことにより共振点の位置が80[rad/s]から85[rad/s]付近に移動したが、振幅が約21%減少していることから減衰効果を確認できる。

図7に振り子の質量が0.75,1.5,3.0[kg]の場合の共振曲線を示す。振り子の質量が増加するほど、減衰効果も増大することがわかる。質量が3.0[kg]のときにおいてはほぼ全域で入力波形の振幅よりも制振することができている。また、振り子を取り付けたことにより振動系が非線形系となり、30[rad/s]付近に高調波共振が発生していることがわかる。

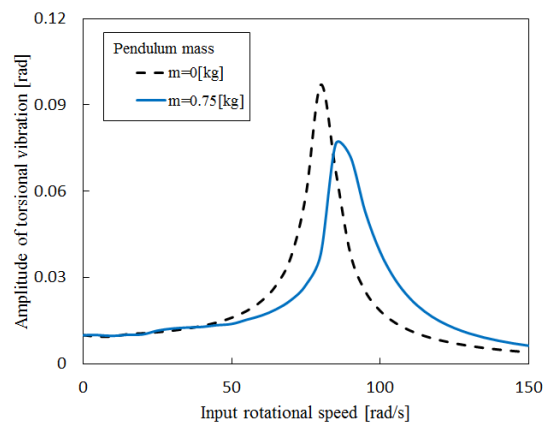


Fig.6 Multi-body dynamics simulation results for effect of centrifugal pendulum absorber on resonance curve

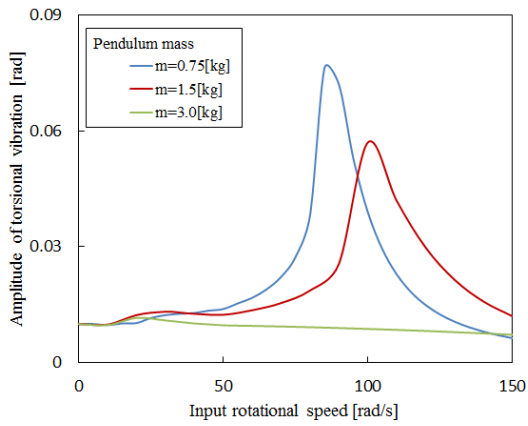


Fig.7 Multi-body dynamics simulation results for influence of pendulum mass on torsional vibration

次に振り子を複数取り付けた場合の解析を行った。図8に質量0.75[kg]の振り子を1個、2個、4個取り付けた場合の共振曲線を示す。振り子の個数が多いほど減衰効果も増大することがわかる。また、理論解析と同様に合計質量が等しい場合は減衰効果はほぼ同じ値となることがわかった。

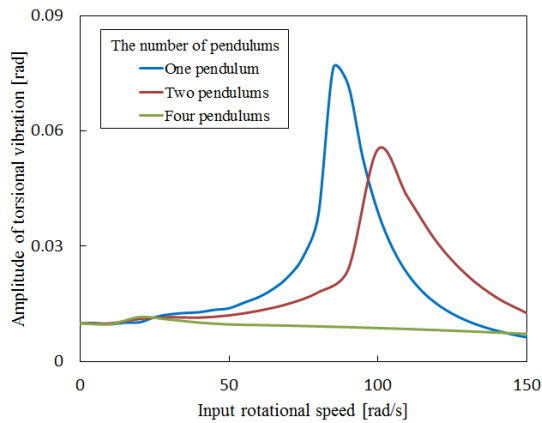
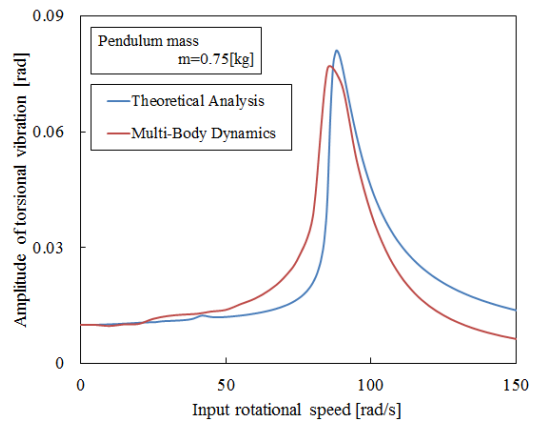


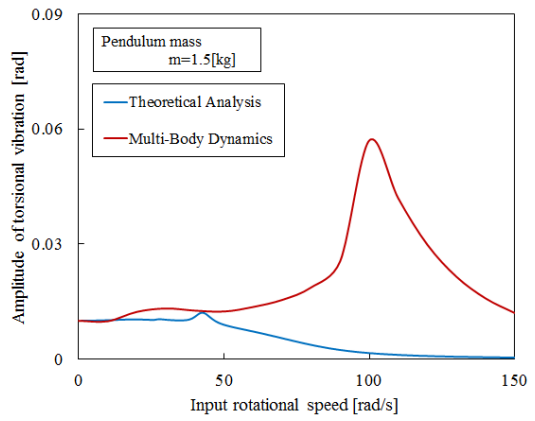
Fig.8 Multi-body dynamics simulation results for influence of the number of pendulums on torsional vibration

(3) 理論解析との比較

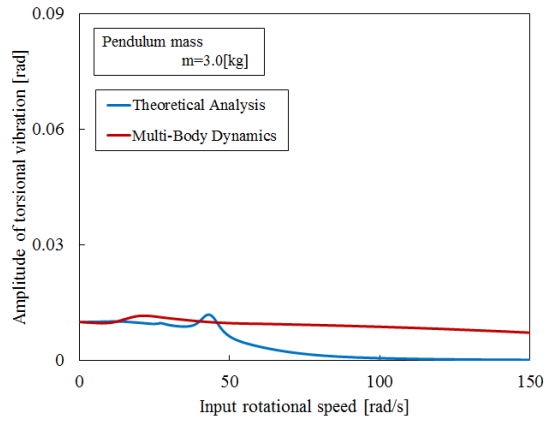
図9に質量が0.75,1.5,3.0[kg]の振り子を1つ取り付けた場合の理論解析と機構運動解析の結果の比較をそれぞれ示す。質量が増加すると機構運動解析結果は理論解析結果に比べ、減衰効果が減少することがわかる。また、高調波共振は理論解析の方が顕著に現れていることがわかる。この理論解析結果と機構運動解析結果の差異は機構運動解析モデルでは振り子が質点ではなく剛体としてモデル化されており、質量分布を伴うことによって発生すると推測される。



(a) $m_i=0.75$ [kg]



(b) $m_i=1.5$ [kg]



(c) $m_i=3.0$ [kg]

Fig.9 Comparison of theoretical calculation results and Multi-body dynamics simulation results on resonance curve

そこで図10に示すように機構運動解析モデルにおいて振り子を小さな剛体球とし、質量を集中させることで近似的に質点モデルを再現し、質量は結果に大きな差が現れた1.5,3.0[kg]にて解析を行った。図11にその解析結果を示す。解析した結果、機構運動解析結果と理論解析結果はどちらもほぼ同じ値となった。これにより理論解析では振り子を質点として考えていることに対し、機構運

動解析では形状が四角柱の振り子を取り付けていることにより、振り子の質量分布の影響を考慮することができ、またそれによる減衰効果への影響が大きいことが明らかとなった。

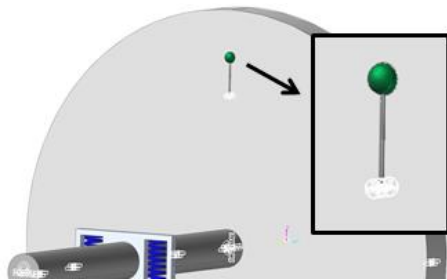
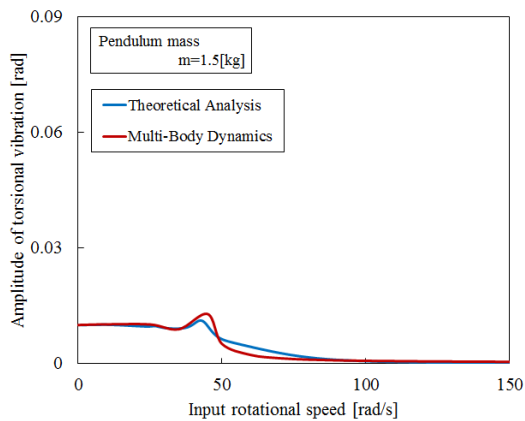
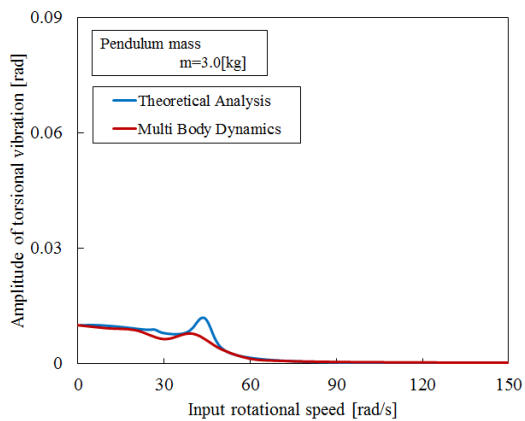


Fig.10 Point mass model of the pendulum



(a) $m_i=1.5[\text{kg}]$



(b) $m_i=3.0[\text{kg}]$

Fig.11 Comparison of theoretical calculation results and Multi-body dynamics simulation results on resonance curve

(4) 振り子形状の影響

機構運動解析では理論解析と異なり、振り子の形状を考慮でき、また前章で明らかになったように振り子形状が減衰効果に与える影響は大きい。そこで振り子の形状による減衰効果への影響を振り子の支点周りの慣性モーメントに着目して検証を行った。振り子の形状は図12の

ような慣性モーメントの低いL字型に変えて解析を行った。このL字振り子の質量と振り子支点から振り子重心位置までの距離は四角柱振り子と等しくなるように設計した。表2はそれぞれの質量における振り子の慣性モーメントの値である。

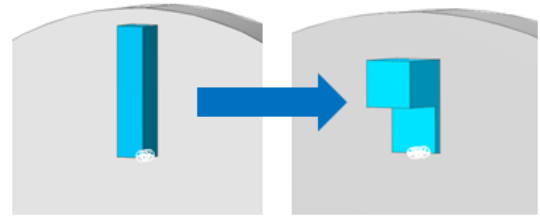


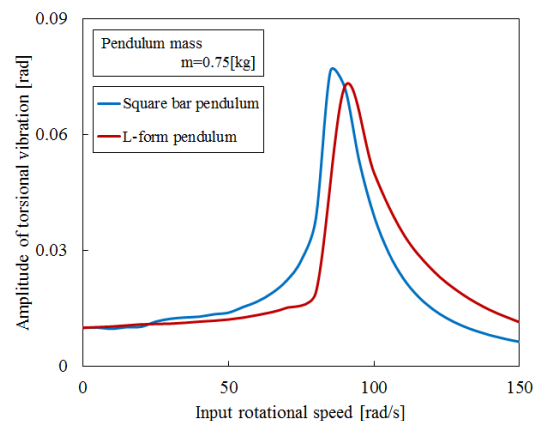
Fig.12 L-form pendulum model

Table 2 Inertia in each of mass

	$m_i=0.75[\text{kg}]$	$m_i=1.5[\text{kg}]$	$m_i=3.0[\text{kg}]$
Square-bar pendulum inertia [kgm^2]	4.06×10^{-4}	8.13×10^{-4}	1.63×10^{-3}
L-form pendulum inertia [kgm^2]	3.48×10^{-4}	6.97×10^{-4}	1.39×10^{-3}

図13に質量が0.75,1.5,3.0[kg]の四角柱振り子とL字型振り子をそれぞれ1つ取り付けた場合の結果の比較を示す。どの質量においても支点周りの慣性モーメントが小さいL字型振り子を取り付けた場合の方が減衰効果は大きいことがわかる。

図14に質量、形状の変化による減衰効果への影響を慣性モーメントの変化に着目したグラフを示す。質量を2倍にしたとき、慣性モーメントは2倍になり共振振幅は約92%減少する。形状を変え、慣性モーメントを14%減少させたとき、共振振幅は約90%減少する。したがって、振り子の質量は増加させ、形状は支点周りの慣性モーメントが減少するように設計することでより高い減衰効果を得ることが明らかになった。また、質量変化より形状変化による影響の方が顕著に現れることがわかる。



(a) $m_i=0.75[\text{kg}]$

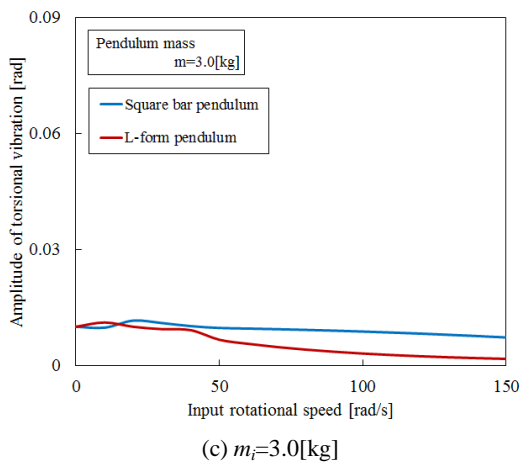
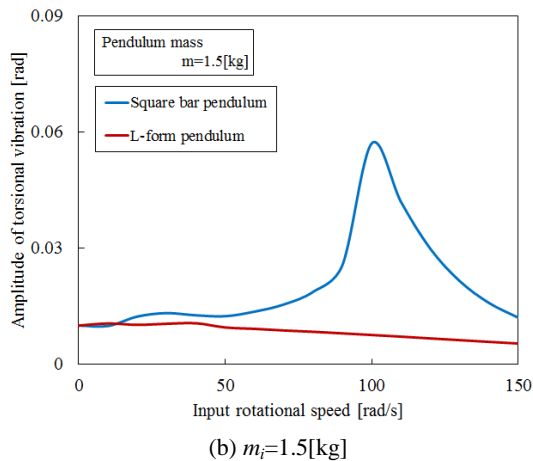


Fig.13 Multi-body dynamics simulation results for influence of pendulum inertia change on torsional vibration

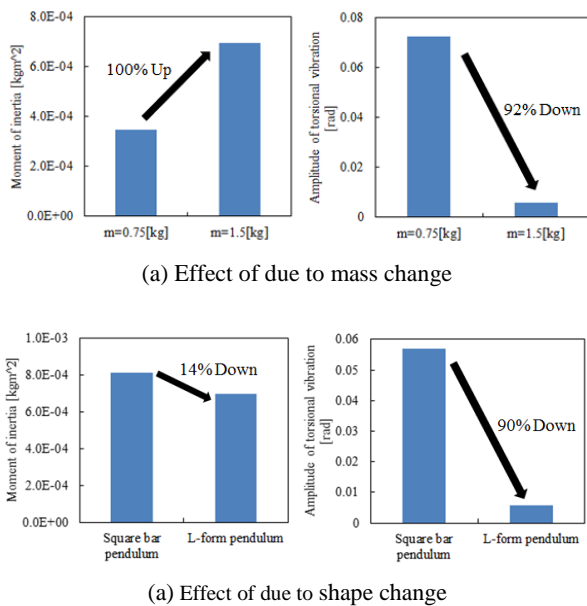


Fig.14 Influence of moment of inertia vs mass

5. 実験装置及び方法

図 15 に実験装置を示す. 回転変動を発生させるためにユニバーサルジョイントの誤位相を利用した. また, 軸のねじり変位を発生させ易くするためにバネカップリングを設計し, 用いた. このバネカップリングは図 16 に示すように 2 つの軸受とその軸受同士を弾性的に回転方向に結合するばねからなる. 遠心振り子式動吸振器として円盤に振り子を取り付けた. 振り子は SS400 で作成した四角柱と A5052 と SS400 で作成した L 字型の 3 種類を用いた. 直流電流により電圧をモータに印加し駆動させ, バネカップリング前後のロータリーエンコーダの信号を測定装置の PXI で計測し LabVIEW を用いて処理した. 表 2 に振り子の質量と支点周りの慣性モーメントの値を示す.

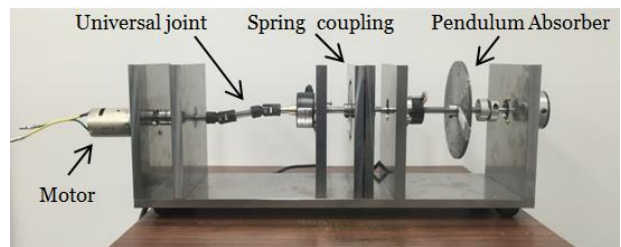


Fig.15 Experimental equipment



Fig.16 Spring coupling

Table 2 Mass and inertia of pendulum

Shape	Mass [kg]	Inertia [kgm^2]
L-form (A5052)	1.8×10^{-2}	1.78×10^{-6}
L-form (SS400)	5.3×10^{-2}	1.33×10^{-5}
Square bar (SS400)	5.3×10^{-2}	4.54×10^{-5}

6. 実験結果及び解析結果の比較

図 17 に円盤のみの場合と A5052, SS400 の L 字振り子をそれぞれ 2 つずつ取り付けた場合の実験結果を示す. 質量が大きい SS400 を取り付けた場合の方が減衰効果は増大することがわかる.

図 18 に円盤のみの場合と SS400 の L 字振り子を 1 個, 2 個取り付けた場合の実験結果を示す. 振り子の個数が増えるほど減衰効果が大きくなる.

図 19 に円盤のみの場合と SS400 の L 字, 四角柱振り子をそれぞれ 2 つずつ取り付けたときの実験結果を示す.

振り子支点周りの慣性モーメントが低い L 字振り子を取り付けた方が減衰効果が増大することがわかる。

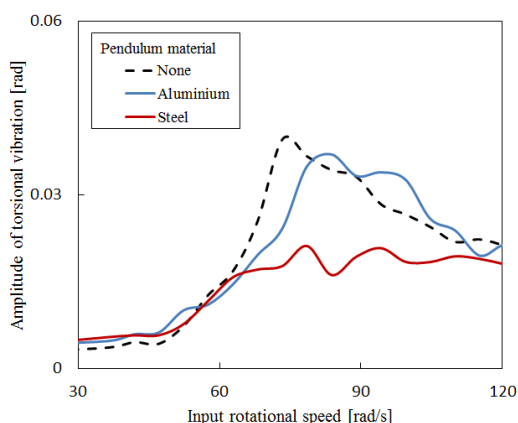


Fig.17 Experimental results for influence of pendulum material on resonance curve

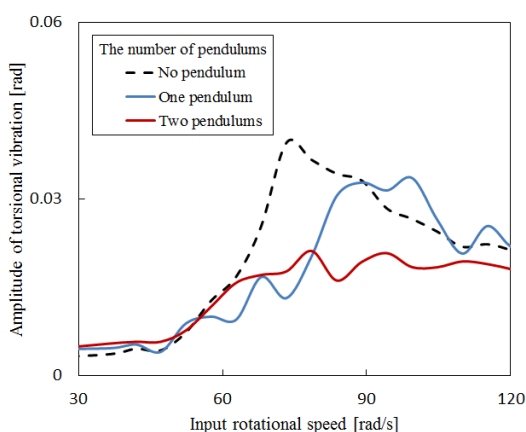


Fig.18 Experimental results for influence of the number of pendulums on torsional vibration

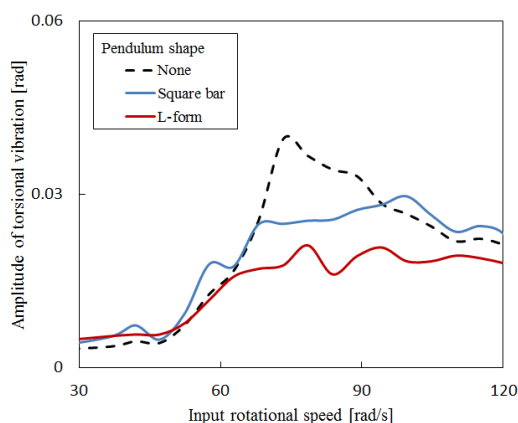


Fig.19 Experimental results for influence of pendulum inertia on torsional vibration

次に図 20 のような実験装置のマルチボディ解析モデルを開発し、機構運動解析を行った。実験と機構運動解析による円盤のみの場合と SS400 の L 字振り子を 1 個、2

個取り付けた場合の共振曲線における最大振幅をそれぞれ図 21、図 22 に示す。振り子を 1 つ取り付けたとき、機構運動解析結果は約 28%減少しているのに対し、実験結果は約 17%減少した。振り子を 2 つ取り付けたとき、機構運動解析結果は約 69%減少しているのに対し、実験結果は約 47%減少した。実験結果が解析結果に比べて減衰効果が低下してしまったのは実験装置の各部品の摩擦や取り付け誤差による影響のためと推測される。

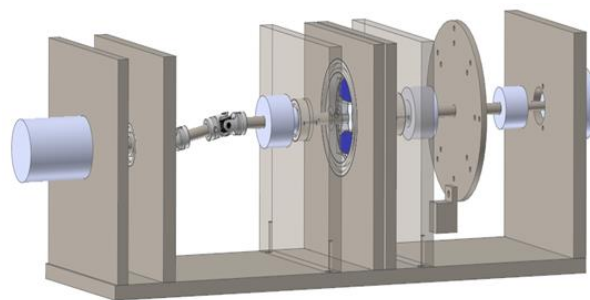


Fig.20 Experimental equipment model with Multi-body dynamics

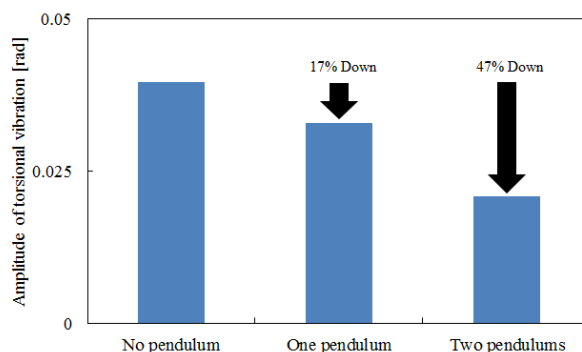


Fig.21 Resonance amplitude of the experimental results

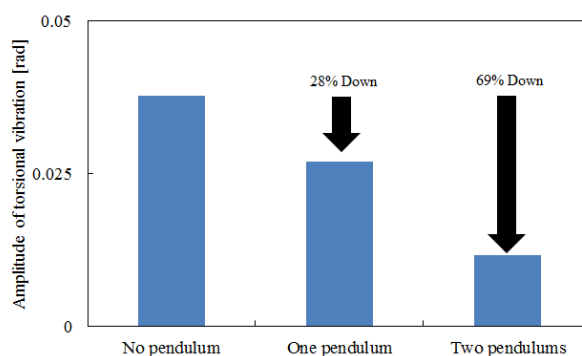


Fig.22 Resonance amplitude of Multi-body dynamics simulation results

7. 結論

本研究は遠心振り子式動吸振器の開発を目的として、マルチボディダイナミクスによる解析モデルを開発した。また、実験装置により制振効果の検証を行った。これらの結果から以下の結論を得た。

1. 遠心振り子式動吸振器の動特性を解明可能な理論解析及び機構運動解析モデルを開発した。
2. 開発した解析モデルを用いて計算した結果、遠心振り子式動吸振器により共振点の振幅を減衰させることができ、全回転域において制振することも可能であることが示された。
3. 理論解析と機構運動解析により、振り子の質量は大きいほど減衰効果が現れることを明らかにした。
4. 機構運動解析により、振り子支点周りの慣性モーメントは小さいほど減衰効果が現れることを明らかにした。
5. 機構運動解析により、減衰効果は質量より形状変化による影響の方が大きいことを明らかにした。

謝辞

本論文は筆者が法政大学大学院理工学研究科機械工学専攻修士課程に在籍中の研究成果をまとめたものである。

指導教員の御法川学教授、専任講師の相原建人先生、技術教育職員の内野泰伸先生には、終始懇切丁寧にご指導頂いた。

最後に、本専攻伝達機構・機械振動研究室の各位には日頃より有益なご助言を頂いた。ここに感謝の意を表す。

参考文献

- 1) Robert Meyer : BMW's flexible powertrain family with a new generation of transverse transmissions, 12th International CTI Symposium, 1 (2013),129.
- 2)Stephanos Theodossiades : Effect of a Dual-Mass Flywheel on the Impact-Induced Noise in Vehicular Powertrain Systems, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering ,220, 6(2006),747-761
- 3)K. Stahl : Isolation of Torsional Vibrations in Automotive Applications Passive Switching Isolator PSI, 12th International CTI Symposium, 1 (2013),407.
- 4)吉田和夫, 竹田優子, 柳沢友紀 : アクティブ動吸振器を用いた鉄道車両の弾性振動のロバスト制御, 日本機械学会論文集 C 編, 77,777(2011-5)
- 5)石田幸男, 井上剛志, 賀川泰史, 上田元彦 : 遠心振り子式動吸振器を取り付けた回転軸系の非線形振動解析とねじり振動の制振, 日本機械学会論文集 C 編, 71,708(2005-8)
- 6)FunctionBay K.K., “RecurDyn マニュアル”, RecurDyn テクニカルサポート, <http://support.functionbay.co.jp/support/manual/> (参照日 2015 年 8 月 22 日)
- 7) 背戸一登 : 動吸振器とその影響, コロナ社, 2010