

|| 投稿論文 ||

振動ローラの機械仕様に関する研究

橋本 毅¹・梶田 洋規²・藤野 健一³・建山 和由⁴

¹ 国立研究開発法人土木研究所主任研究員 技術推進本部 (〒 305-8516 茨城県つくば市南原 1-6)

E-mail : t-hashimoto@pwri.go.jp

² 国立研究開発法人土木研究所上席研究員 技術推進本部 (〒 305-8516 茨城県つくば市南原 1-6)

E-mail : h-kajita@pwri.go.jp

³ 国立研究開発法人土木研究所主席研究員 技術推進本部 (〒 305-8516 茨城県つくば市南原 1-6)

E-mail : fujino@pwri.go.jp

⁴ 立命館大学教授 理工学部 (〒 525-8577 滋賀県草津市野路東 1-1-1)

E-mail : tateyama@se.ritsumei.ac.jp

土工用振動ローラは高い締固め能力を有する機械であることから、道路・鉄道・空港の盛土工やフィルダム造成などの大規模土工を中心に使用されている。土工用振動ローラの重要な機械仕様としては、締固め能力や施工効率に影響する機械質量、起振力、締固め幅、振動数、エンジン出力などが挙げられるが、通常機械質量のみが重視されている。そこでカタログなどから機械質量とその他の仕様との関係性を調査し、機械質量を選択することだけで他の重要な仕様が一意的に決定できるかどうかを調査した。その結果、機械質量が決定されれば過去約 30 年のどの主要なメーカーの機械であっても起振力、締固め幅、振動数、エンジン出力の値を概ね推定することが可能であることがわかった。そこでさらに、それらの関係性の理由を考察するとともに、従来の製品仕様にはない画期的な新製品が開発可能かどうか併せて検討した。

キーワード : *compaction equipment, machine specification, vibratory roller, soil compaction*

1. はじめに

締固め機械の一つである振動ローラは、振動輪内部に回転する偏心錘(起振体)を有し、その遠心力により発生する周期的な振動力と本体の質量により、締固め効果を発生する機械である。この振動ローラは高い締固め能力を有する機械であることから、道路・鉄道・空港の盛土工やフィルダム造成などの大規模土工を中心に使用されている。

振動ローラには、国内外のメーカーから様々なクラスが販売されているので、実際の施工現場では、締固め材料や施工環境などから最適なクラスを選択することになる。選択の際に考慮する重要な機械仕様としては、機械質量、起振力、締固め幅、振動数、エンジン出力などが挙げられ、これらの仕様を総合的に考慮して選択することが重要である。

しかしながら、振動ローラの仕様は通常機械質量のみが重視される場合が多く、機種を選択は、「機械質量〇〇 ton 級」といった呼称のみで行われる場合が多い。この方法だと機械質量以外の重要な仕様が選択に考慮されていない可能性があり、最適な機械が選択されているか

否かが分からないことになる。

そこで本研究では、振動ローラの中で大規模土工に通常使用される土工用振動ローラ(スムースドラム、図-1)を対象として、振動ローラの機械質量とその他の仕様との関係性を調査し、機械質量を選択することだけで他の重要な仕様が一意的に決定できるかどうか調査した。また、それらの関係性の理由を考察するとともに、従来の仕様にはない画期的な新製品が開発可能かどうか併せて検討した。



図-1 土工用振動ローラ (スムースドラム)

2. 仕様調査結果

本章では振動ローラの機械質量とその他の仕様との関係を調査し、機械質量を選択するだけで他の重要な仕様(起振力、締固め幅、振動数、エンジン出力)が一意的に決定できるかを検討した。

調査はまず、土工用振動ローラメーカー国内大手1社(酒井重工業(株))、および海外大手5社(BOMAG(独)、DYNAPAC(スウェーデン)、CATERPILLAR(米)、HAMM(独)、VOLVO(スウェーデン))の2015年のカタログ^{1)~6)}に基づき、国内および海外で販売されている土工用振動ローラの仕様を調査した。これにより全世界で現在販売されている主要な仕様の範囲や特徴などをほぼ明らかにすることができる。

次に、現在の施工現場では販売終了された振動ローラも未だに使用されていることから、販売終了された機械の仕様についても調査を行った。調査は日本建設機械要覧1986⁷⁾、1998⁸⁾、2004⁹⁾を用いて行った。1986年は国内外併せて5社、1998年は6社、2004年は7社の土工用振動ローラの仕様を調査することができた。

図-2に機械質量と締固め幅、図-3に機械質量と振動数、図-4に機械質量とエンジン出力、図-5に機械質量と起振力の関係を示す。

ここで、海外メーカー製品の中には起振力や振幅を無段階で自動調整可能な機種も存在するが、他の通常振動機械と振動機構の構造が異なるため、例外と考え以降の検討から除外するものとした。

また、海外メーカー製品の中には最近になって機械質量約25000kg以上の機種が存在している。これらは機械の大型化という近年の市場ニーズに応えるものとして開発された新機種であるが、未だ3社からしか販売されていないこと、陸上輸送の際問題となること(日本国内ではトレーラ含め20000~28000kg以下)、販売台数が非常に少ないこと、などから実験的新機種であり一般的ではないと考え以降の検討から除外するものとした。

さらに、図-2には他の機種と傾向が大きく異なり、締固め幅が約2.5m以上となっている3機種(1986年海外メーカー1機種、1998年海外メーカー1機種、国内メーカー1機種)が存在する。これらはロックフィルダム専用に開発された特殊機種で販売台数がほとんどなく、また2004年以降はラインナップから無くなっていることから、これらも例外と考え以降の検討から除外した。

図-2~5から、上記の例外とした機種を除いたものを、図-6~9に示す。

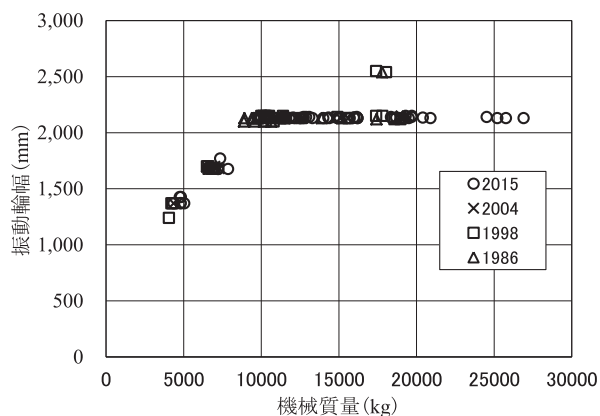


図-2 機械質量と締固め幅の関係

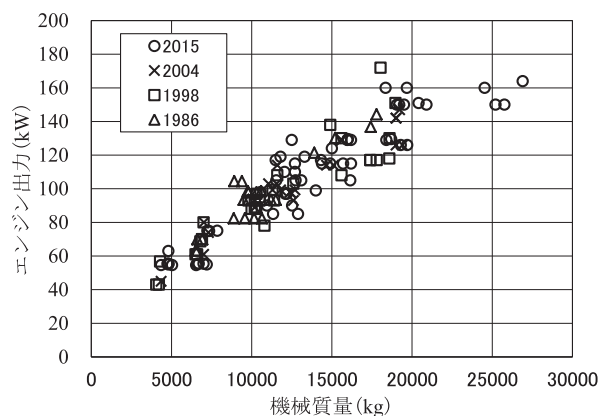


図-4 機械質量とエンジン出力の関係

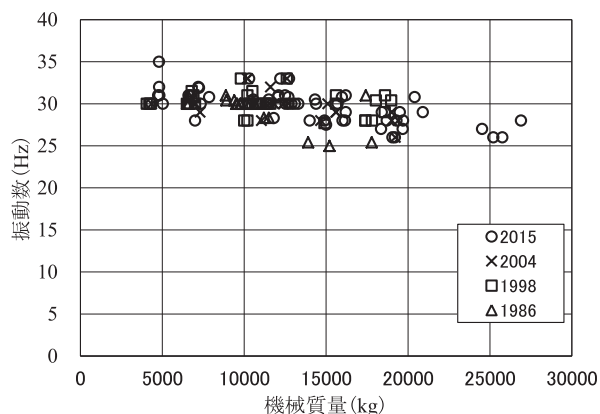


図-3 機械質量と振動数の関係

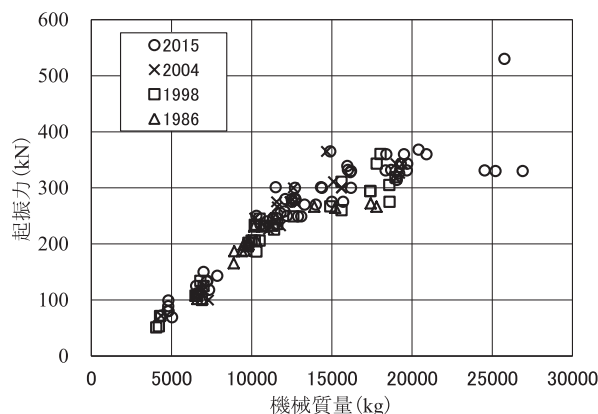


図-5 機械質量と起振力の関係

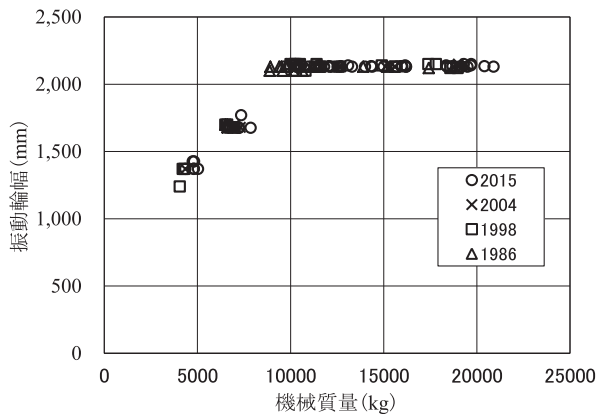


図-6 機械質量と締固め幅の関係（例外機種削除後）

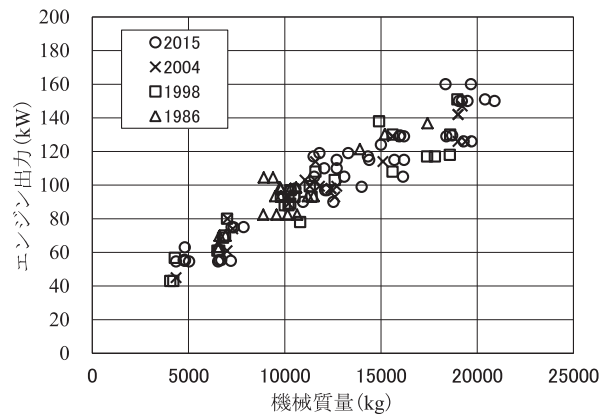


図-8 機械質量とエンジン出力の関係（例外機種削除後）

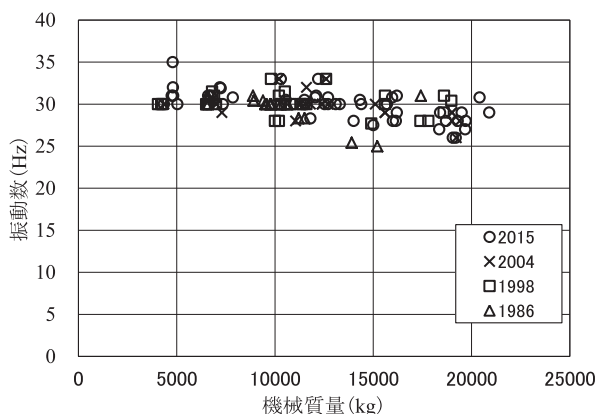


図-7 機械質量と振動数の関係（例外機種削除後）

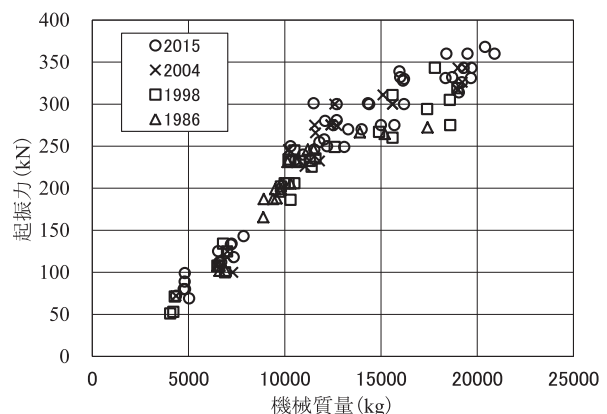


図-9 機械質量と起振力の関係（例外機種削除後）

図-6～9より機械質量に対する各仕様の相関を見ると、まず図-6より、機械質量が約10000 kg未満の場合は、機械質量と締固め幅に概ね正の相関があり、機械質量が約10000 kg以上の場合は、機械質量によらずに締固め幅は約2.1 mに固定されていることがわかる。次に図-7より、振動数は機械質量および製造メーカ、販売年によらず、約30 Hz付近に設定されていることがわかる。また図-8より、機械質量が増加するとエンジン出力も増加しており、両者に強い正の相関があることがわかる。さらに図-9より、機械質量が増加すると起振力も増加しており、両者に強い正の相関があることがわかる。以上の傾向は、販売年、各製造メーカによる違いはなく、世界の主要メーカがここ30年間同様な仕様を持つ機械を製造していることがわかる。

以上より、現在の施工現場で使用されている土工用振動ローラにおいて、振動性能自動調整可能な機種、機械質量約25000 kg以上の機種、締固め幅約2.5 m以上の機種を除けば、どのメーカ、どの販売年(1986年以降)の機械であっても、機械質量から起振力、締固め幅、振動数、エンジン出力の値を概ね推定することが可能といえる。したがって、機械クラスを選定する場合に、機械質量にて「〇〇ton級」と選定することは現実的であるといえる。

3. 機械質量より各仕様が決定される理由の考察

現在使用されている土工用振動ローラにおいて、前章で示した例外機種を除けば、機械質量を決定することによりどのメーカ、販売年(1986年以降)の機械であっても、起振力、締固め幅、振動数、エンジン出力の値を概ね推定することが可能であることがわかった。これは全世界どのメーカでも約30年間同じような仕様を持つ機械しか製作していないことを表している。本章では、その理由について考察する。

3.1 機械質量より締固め幅が決定される理由

調査したローラの締固め幅すなわち振動輪幅を振動輪直径で除した値を図-10に示す。本図から、製造メーカ、販売年によらず振動輪幅は振動輪直径の約1.4倍になるよう設定されている。これは走行時の安定性を考慮した経験則から来ているものと考えられる¹⁰⁾。従って締固め幅すなわち振動輪幅が増加すると振動輪直径も増加し、さらに振動輪体積と質量も増加することになり、さらに振動輪の大きさと質量が増加すれば、それを支えるため機体フレームの質量も増加すると考えられるため、

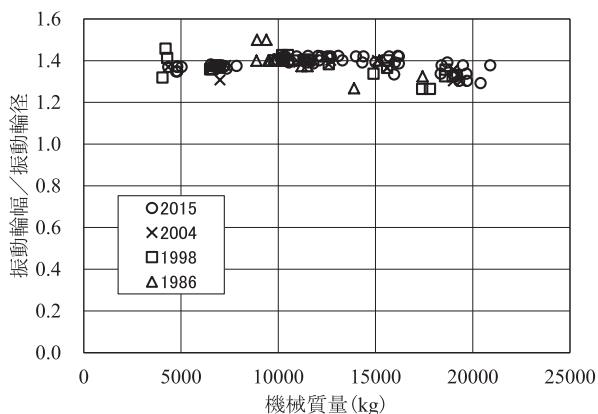


図-10 機械質量と振動輪幅／振動輪径の関係

図-6の機械質量約10000 kg未満の様に機械質量と締固め幅が製造メーカー、販売年によらず同等な正の相関を示すことになる。しかし図-6の機械質量が約10000 kg以上の場合、締固め幅は約2.1 mに固定されている。これは振動ローラの海上運送に通常使用される国際コンテナの内幅が2.352 mとなっていることから、機体全体幅がこの値を超えないよう振動輪幅の上限を設定し、機械質量が約10000 kg以上の場合には主に機体フレーム質量の増加によって機械質量の増加を図っているためと考えられる。

以上より、機械質量が10000 kg未満の場合は、機械質量と締固め幅に製造メーカー、販売年によらず同等な正の相関があり、機械質量が10000 kgクラス以上の機種の場合は、すべての機種の締固め幅は約2.1 mに固定されることが考えられる。

3.2 振動数が機械質量によらず一定である理由

振動ローラの振動数はインパクトスペーシングと作業走行速度によって決められていると考えられる。インパクトスペーシングとは1振動当たりの走行距離のことであり、締固め効果を左右する値である。

$$IS = \frac{V \cdot 1.0 \times 10^3}{f \cdot 3600} \quad (1)$$

IS：インパクトスペーシング(mm)

f：振動数(Hz)

V：作業走行速度(m/h)

また作業走行速度は、施工効率を左右する値である。

文献¹¹⁾によると、粒度調整材料の締固め施工において、インパクトスペーシングを約27 mm、作業走行速度を約3000 m/hとすると、最も締固め効果および施工効率が高くなっている。この場合の振動数は式(1)より計算すると30.9 Hzであり、この値を基に、30年の間全世界の土工用ローラ振動数は設定されていると考えられる。

3.3 機械質量よりエンジン出力が決定される理由

振動ローラは、機械質量をもとに締固めを行うため機械質量が大きい方が有利である。従って機械質量は搭載しているエンジン出力のうち走行に割り当てられる出力にて走行できる範囲で最も大きくなるよう設定されるのが一般的であり、そのため機械質量とエンジン出力に正の相関があると考えられる。また、各製造メーカーは実績などの経験則によって機械質量とエンジン出力の関係を決定しており、両者の関係は製造メーカー、販売年でそれほど相違はないのではないかと考えられる。その結果、図-8のように製造メーカー、販売年によらず両者には一意的な強い正の相関があることとなり、機械質量からエンジン出力の値を推定可能となるのではないかと考えられる。

3.4 機械質量より起振力が決定される理由

起振力は締固め性能を表す数値といわれているため、振動に割り当てられるエンジン出力にて最大の起振力を発生できるよう設定されるのが一般的である。エンジン出力は3.3にて述べたように機械質量と相関があるため、起振力と機械質量には正の相関があると考えられる。また、各製造メーカーは実績などの経験則によって機械質量と起振力の関係を決定しており、両者の関係は製造メーカー、販売年でそれほど相違はないのではないかと考えられる。その結果、図-9のように製造メーカー、販売年によらず両者には一意的な強い正の相関があることとなり、機械質量から起振力の値を推定可能となるのではないかと考えられる。

しかしながら、起振体の大きさや振動数などをこれまでの実績を考えずに工夫することにより、必要な動力は変えずに起振力が異なる機械を開発する可能性はあると思われる。4章にてその可能性について検討する。

4. 従来と異なる仕様を持つ機械の開発可能性

2章にて、土工用振動ローラの機械質量、起振力、締固め幅、振動数、エンジン出力といった仕様は、全世界どのメーカーでも過去約30年間同じような仕様を持つ機械しか製作していないことを述べ、また3章にてその理由について考察を行った。本章ではこれらのうち起振力について、従来と異なる仕様を持つ機械、すなわち「機械質量や走行性能などの仕様は同一で従来機と異なる起振力を持つ機械」が開発できるか検討を行う。

4.1 開発可能性の検討

検討条件の「機械質量や走行性能などが同一」は3.3よ

り、「エンジンが同一でかつ走行に割り当てられるエンジン出力が同一」と同じである。ここで「エンジンが同一でかつ走行に割り当てられるエンジン出力が同一」とは、「振動に割り当てられるエンジン出力が同一」すなわち「振動に必要な動力が同一」と言うことができる。そこで本節では、検討条件を「振動に必要な動力が同一で従来機と異なる起振力を持つ機械」とし、その開発可能性について検討する。

まず振動に必要な動力を検討する。振動ローラにおいて、通常起振体の回転軸は地面と水平であるから、起振体が定格回転数に達した後も偏心質量を重力に逆らって持ち上げる動力は常に必要となる。そこで、振動に必要な動力 P_v を、偏心質量を重力に逆らって持ち上げる動力¹²⁾と定数 A を用いて式(2)のように表すことができるとする。

$$\begin{aligned} P_v &= A \cdot \omega \cdot N \\ &= A \cdot 2 \cdot \pi \cdot f \cdot m_E \cdot g \cdot r \\ &= 2 \cdot A \cdot \pi \cdot g \cdot M \cdot f \end{aligned} \quad (2)$$

P_v : 振動に必要な動力(W)

A : 定数

ω : 角速度(rad/s) = $2 \cdot \pi \cdot f$

N : トルク(N・m)

m_E : 起振体質量(kg)

r : 偏心距離(起振体重心と回転軸との距離)(m)

M : $m_E \cdot r$

式(2)から、 M と f の積を一定、すなわち振動数 f を変化させても、 M と f の積が一定になるよう M を調整すれば、 P_v を一定に保持できることがわかる。

また、振動ローラの起振力は、振動輪内部に装備した起振体(偏心錘)を回転させることによって生じる遠心力であるため、式(3)のように表される。

$$\begin{aligned} F &= m_E \cdot r \cdot 4 \cdot \pi^2 \cdot f^2 \\ &= 4 \cdot \pi^2 \cdot M \cdot f^2 \end{aligned} \quad (3)$$

F : 起振力(N)

前述のように、 M と f の積を一定とした場合、定数 B を用いて式(3)を変化させると、

$$\begin{aligned} F &= B \cdot f \\ B &= 4 \cdot \pi^2 \cdot M \cdot f \end{aligned} \quad (4)$$

となり、 M と f の積を一定としても振動数 f を変化させれば起振力 F の値は変化することがわかる。したがって、 M と f の積が一定となるよう M を調整しながら振動数 f を変化させれば「振動に必要な動力 P_v が同一で従来機と異なる起振力 F を持つ機械」を開発することは可

能であるといえる。

ここで M の調整は起振体質量(機械質量に比べて非常に小さい)や偏心距離を変化させることで行われるが、調整による機械質量に対する影響は微量であるので、機械質量への影響はほぼないとする、上記より「機械質量が同一で従来機と異なる起振力を持つ機械」を開発することは可能であるといえる。

4.2 数値計算による振動挙動の検討

前節にて「機械質量が同一で従来機と異なる起振力を持つ機械」を開発することは可能であることを述べたが、本節ではその異なる起振力を持つ機械の振動挙動を数値計算にて調査し、開発の際の留意事項を検討する。

数値計算は、振動ローラ～地盤系を図-11のような2自由度振動モデルに置き換え、文献13)と同様にローラが地盤から飛び上がる(ジャンプする)ことも考慮に入れた解析手法にて行った。

計算に用いた振動ローラ機械仕様は、日本国内で一般的に使用されている機械質量10 tonクラスと19 tonクラスの仕様を使用した(表-1)。本仕様をベースに機械質量を一定に保ちながら振動数 f を1～60 Hzに変化させた場合の振動挙動を計算するために、まず表-1の仕様から式(4)にて B を算出し、その B を用いて同じく式(4)から振動数 f を変化させた場合の起振力 F を算出し、数値計算に用いた。また地盤のバネ係数 k_2 は、締固め開始前の柔らかい地盤として5.0 MN/m、締固めが完了した固い地盤として40.0 MN/mの2種類を用いた。ここで締固めが完了した地盤バネ係数は、鉄道盛土における締固め品質管理基準値¹⁵⁾である地盤反力係数 K_{30} 値=70.0 MN/m³に、表-1の振動ローラの振動輪幅2.13 mと、文献10)を参考に決定した接地長0.2 mを乗じた値29.8 MN/mから余裕を加味して決定した。

以上の数値計算条件を表-2にまとめる。防振ゴムバネ係数 k_1 、防振ゴム粘性減衰係数 c_1 、地盤粘性減衰係数

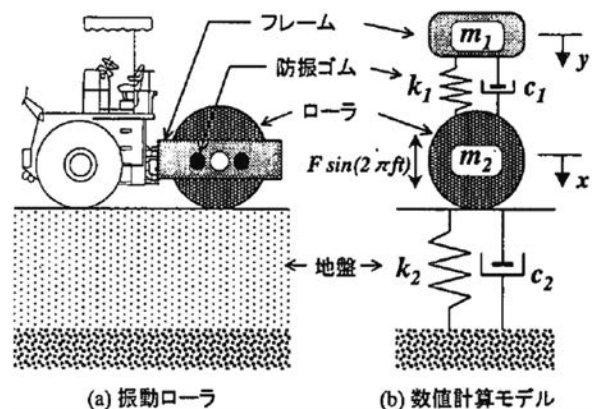


図-11 振動ローラ～地盤系モデル

表-1 機械仕様

	振動ローラ A	振動ローラ B
機械質量 (kg)	10950	19200
フレーム質量 (kg)	3000	7000
振動輪 (ローラ) 質量 (kg)	3400	5900
振動数 (Hz)	30	26
起振力 (kN)	236	326

表-2 計算条件

計算条件番号	①	②	③	④
振動ローラ	振動ローラ A		振動ローラ B	
フレーム質量 m_1 (kg)	3000		7000	
振動輪 (ローラ) 質量 m_2 (kg)	3400		5900	
B (kN/Hz) (表 -1, 式 (4) より)	7.867		12.538	
振動数 f (Hz)	1 ～ 60			
起振力 F (kN)	$B \cdot f$			
防振ゴムバネ係数 k_1 (MN/m) ※	3.0			
防振ゴム粘性減衰係数 c_1 (Nsec/m) ※	$c_1 = 2D_1\sqrt{m_1k_{y1}}$ $D_1=0.1$			
地盤バネ係数 k_2 (MN/m)	5.0	40.0	5.0	40.0
地盤粘性減衰係数 c_2 (Nsec/m) ※	$c_2 = 2D_2\sqrt{m_2k_{y2}}$ $D_2=0.4$			

※：文献13)を参考に決定

c_2 は文献13)を参考に決定した。

図-12 に数値計算結果から得られた振動輪振幅, 図-13 に同じく数値計算結果から得られた振動輪が地盤に与える最大接地荷重を示す。ここで最大接地荷重とは, 式(5)で与えられる N の最大値であり, 振動輪から地盤に与えられる力を表している。この振動輪振幅および最大接地荷重は締固め効果に影響を与える値であると考えられる。

$$N = c_2 \dot{x} + k_2 x \quad (5)$$

図-12, 13 より, 振動輪振幅および最大接地荷重ともに, 計算条件①では振動数が約3および約9 Hz 付近で, 計算条件③では振動数が約2および約6 Hz 付近で, 計算条件②④では振動数が約11 Hz 付近でピークを示し, それ以上振動数が増加すると減少していくことがわかる。また, グラフを詳細に見ると, 計算条件②では振動数が約5 Hz 付近で, 計算条件④では振動数が約3 Hz 付近で小さいピークがあることもわかる。これらグラフは図-11 にて振動輪と地盤が結合しているとした場合の2

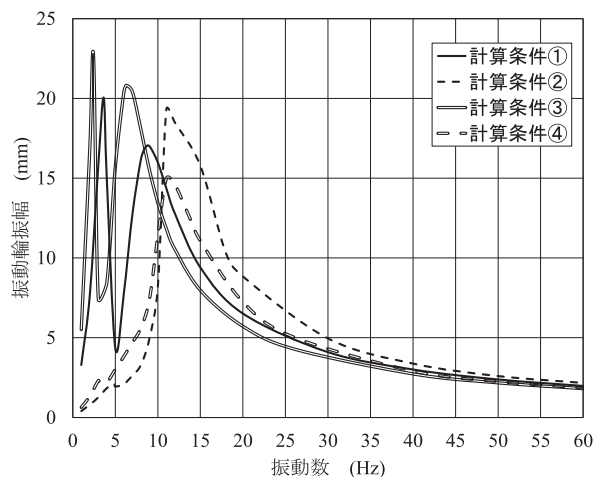


図-12 振動輪振幅 (計算結果)

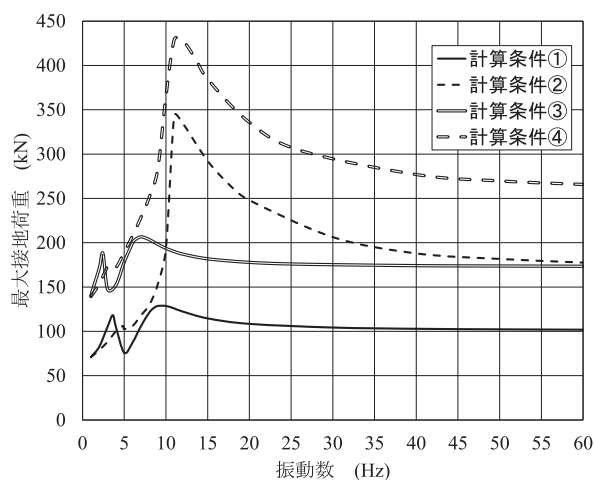


図-13 最大接地荷重 (計算結果)

自由度振動モデルの振幅のグラフ¹⁵⁾とよく似ており, このピークは機械の共振状態を表していると考えられる。

ここで図-11 にて振動輪と地盤が結合しているとした場合の固有振動数は式(6)で与えられる¹⁵⁾。表-2 に示した各計算条件を用いて式(6)から算出した値を表-3 に示す。

$$\begin{Bmatrix} f_{c1} \\ f_{c2} \end{Bmatrix} = \sqrt{\frac{1}{8\pi^2} \left\{ W \mp \sqrt{W^2 - 4 \left(\frac{k_1}{m_1} \right) \left(\frac{k_2}{m_2} \right)} \right\}} \quad (6)$$

$$W = \frac{k_1}{m_1} + \frac{k_2}{m_2} + \frac{k_1}{m_2}$$

f_{c1}, f_{c2} : 固有振動数 (Hz)

表-3 固有振動数

	固有振動数 f_{c1} (Hz)	固有振動数 f_{c2} (Hz)
計算条件①	3.63	8.47
計算条件②	4.84	17.95
計算条件③	2.44	6.27
計算条件④	3.17	13.62

表-3より、計算条件①③すなわち地盤が軟らかい場合、共振状態は表-3に示した固有振動数とほぼ同等な振動数にて発生しているが、計算条件②④すなわち地盤が固い場合は、固有振動数 f_c は表-3の値と異なる振動数で発生していることがわかる。これは地盤が軟らかい場合は振動輪が地面からジャンプしないため、共振振動数は図-11にて振動輪と地盤が結合しているものとして与えられた式(6)の計算結果とほぼ等しくなるが、地盤が固くなり、かつ振動数が高くなると振動輪が地面からジャンプしてしまい、前述の2自由度振動モデルでは表せなくなるため、式(6)の計算結果と異なってしまうためと考えられる。図-14、15に同じ計算条件にて振動輪が地面からジャンプしないようプログラムを変更して計算した結果を示す。図-14、15を見ると、上記の推察どおり計算条件②④においても共振状態は表-3に示した固有振動数とほぼ同等な振動数にて発生していることがわかる。

また、図-16に振動数 f を1～60 Hzに変化させた場合の起振力(式(4)から算出)およびインパクトスペーシングを27 mmとした場合の走行速度(式(1)から算出)を示す。図-16より、起振力は振動数が増加するほど高くなっており、図-13の最大接地荷重とは異なる傾向を示している。これは、図-13は図-11に示すモデルにて計算しているためと考えられる。すなわち、図-11のような粘弾性モデルに強制振動を与えた場合、振幅および基礎へ伝達される力(本研究では最大接地荷重)は振動数が固有振動数と等しい時に最大となり、固有振動数より振動数が増加するとともに減少する。つまり振動数が増加するほど振動の影響が減少する¹⁴⁾。したがって本論文の条件下(①振動ローラ～地盤系を図-11にてモデル化、②振動に必要な動力は一定)では、図-16に示すように振動数が増加し計算上の起振力が増加しても、図-13に示す最大接地荷重の計算結果はその影響を受けずに減少するものと考えられる。これは、振動ローラの締固め効果は計算上の起振力のみでは表せない可能性があることを示している。また、インパクトスペーシングを27 mmとした場合の走行速度も振動数が増加するほど高くなっており、これは振動数が高いほど施工効率が高くなることを示している。

以上より、表-1に示した振動ローラをベースに機械質量一定のまま振動数がより低い機械を開発する場合、振動輪振幅および最大接地荷重が増加するため締固め効果の増加が期待できる。しかしながら振動数は共振振動数に近づくことにもなる。通常、共振は機械の安定性や耐久性などに悪影響を及ぼすため、機械の定格振動数は共振振動数を避け、共振振動数の約3倍以上を目安に設計するのが安全とされている¹⁵⁾。そのため、振動数が

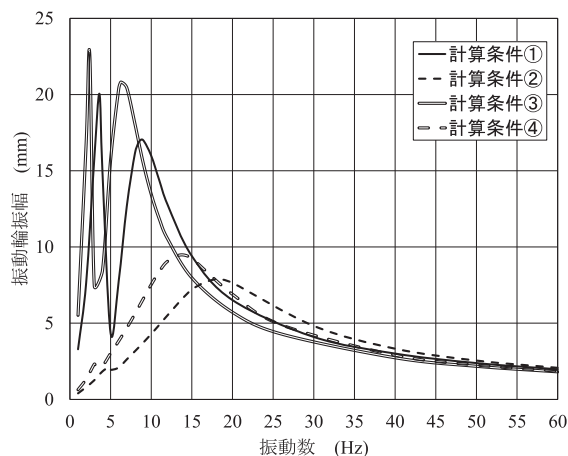


図-14 振動輪振幅 (計算結果・ジャンプなし)

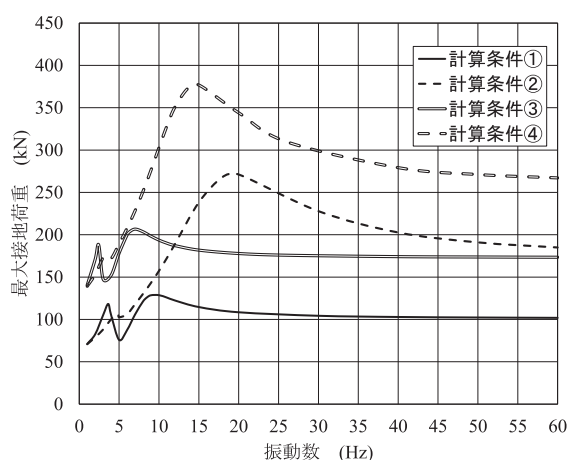


図-15 最大接地荷重 (計算結果・ジャンプなし)

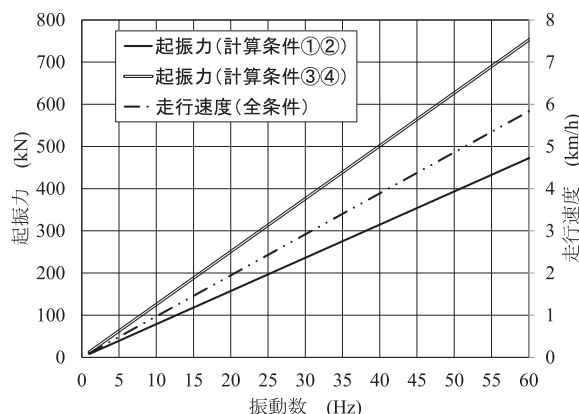


図-16 起振力、走行速度

より低い機械を開発する場合は機械の安定性や乗り心地、各部の耐久性などに注意が必要である。また、インパクトスペーシングを一定とした場合、走行速度は遅くなるため、施工効率の低下にも注意が必要である。さらに M と f の積が一定としているため、振動数を低くすると M を大きくする必要があるが、 M を大きくすることで起振体がローラ内部に格納不可能にならないよう注意が必要である。

表-4 起振力, 走行速度, 振幅, 接地荷重
(振動ローラ A をベースに調整した場合)

	振動数低	ベース機械	振動数高
振動数 (Hz)	20	30	40
起振力 (kN)	157	236	315
走行速度 (km/h)	1.9	2.9	3.9
振動輪振幅 (mm)	8.8	5.0	3.4
最大接地荷重 (kN)	247	206	187

表-5 開発時の留意点

	機械質量一定のまま 低い振動数の機械 (約 30 Hz 以下)	機械質量一定のまま 高い振動数の機械 (約 30 Hz 以上)
期待される メリット	・振動輪振幅および 最大接地荷重が増 加するため締固め 効果の増加	・走行速度が早くな るため, 施工効率 の増加
開発時に注意 すべき点	・共振領域に近づく ため, 機械の安定 性や耐久性など ・走行速度が遅くな るため, 施工効率 の低下 ・ M を大きくする ため, 起振体の大 きさ (ローラ内部 に格納可能か)	・振動輪振幅および 最大接地荷重が減 少するため締固め 効果の減少 ・振動数が高くなる ため, 回転部の潤 滑や発熱

逆に機械質量一定のまま振動数がより高い機械を開発する場合, 走行速度が速くなるため施工効率の増加が期待できるが, 振動輪振幅および最大接地荷重が減少するため締固め効果の減少に注意が必要である。また, 振動数が高くなり, かつ起振力(遠心力)も増大するため, 軸受部の強度, 潤滑, 発熱にも注意が必要である。

参考に, 表-1 の振動ローラ A (振動数 30 Hz) をベースに, 振動数を 20 Hz, 40 Hz に調整した場合の, 起振力, 走行速度, 振動輪振幅, 最大接地荷重を図-12 ~ 14 より読み取った値を表-4 に, 上記の開発上留意点をまとめたものを, 表-5 に示す。

5. まとめ

土工用振動ローラ機械質量とその他の仕様との関係を調査し, 機械質量を選択することだけで他の重要な仕様が一意的に決定できるかどうか調査した。またその各仕様と機械質量との関係の理由を考察するとともに, 従来の仕様から逸脱した画期的な新製品が開発可能かどうか併せて検討した。その結果, 振動力自動調整可能な機種, 機械質量約 25000 kg 以上の機種, 締固め幅約 2.5 m 以上の機種を除いた土工用振動ローラにおいて以下の点が

判明した。

- (1) 現在施工現場で使用されている土工用振動ローラにおいて, どのメーカー, どの販売年(1986 年以降)の機械であっても, 機械質量が決定されれば締固め幅, 振動数, エンジン出力, 起振力の値を概ね推定することが可能である。従って機械クラスを選定する場合に, 機械質量にて「〇〇 ton 級」と選定することは現実的である。
- (2) 締固め幅, 振動数, エンジン出力, 起振力が機械質量と相関があることの理由は, 運送上の問題, 過去の研究によるインパクトスペーシングと走行速度の最適値, 実績などによる経験則などであると考えられる。
- (3) M (起振体質量と偏心量の積)と振動数 f の積が一定となるよう M を調整しながら f を変化させれば, 従来の仕様を逸脱した「機械質量が同一で従来機と異なる起振力を持つ機械」を開発することは可能である。ただし, 開発時には表-5 に示す点に注意が必要である。

土工用振動ローラの仕様は過去約 30 年, 世界の主要メーカー間で横並びであるということが今回の調査で判明した。今後従来の常識を覆す画期的な機械が開発されることを期待すると共に, 本研究がその一助となれば幸いである。また, 機械質量が約 25000 kg を超える機械は, 最近数社から開発された機械であり, 図-2 ~ 5 から他の機種と仕様の傾向が異なっている機種であることがわかる。本研究ではこれらの機種について未だ販売台数が少ないことなどから検討を行わなかったが, 今後これらの機種の特徴と普及台数, および締固め効果などについて調査・検討を続けていきたい。さらに, 本研究では土工用振動ローラを対象としたが, 今後舗装用振動ローラや振動コンパクタでも同様の調査・検討を行いたい。

参考文献

- 1) 酒井重工業株式会社: 製品カタログ, 2015.
- 2) BOMAG GmbH: 製品カタログ, 2015.
- 3) Dynapac Compaction Equipment AB: 製品カタログ, 2015.
- 4) Caterpillar Inc.: 製品カタログ, 2015.
- 5) HAMM AG: 製品カタログ, 2015.
- 6) VOLVO CE: 製品カタログ, 2015.
- 7) 日本建設機械化協会: 日本建設機械要覧 1986.
- 8) 日本建設機械化協会: 日本建設機械要覧 1998.
- 9) 日本建設機械化協会: 日本建設機械要覧 2004.
- 10) テラメカニクス研究会ローラ設計指針作成委員会編: 転圧ローラ工学, p.120, pp.59-61, テラメカニクス研究会, 1999
- 11) 高野漠: 舗装機械の使い方, pp.94-95, 建設図書, 1975.
- 12) 森口繁一: 初等力学, p.216, 培風館, 1959.
- 13) 藤山哲雄, 建山和由: 振動ローラの加速度応答を利用した転圧地盤の剛性評価手法, 土木学会論文集, No.652/III-51, pp.115-123, 2000.
- 14) 小堀与一: 機械振動入門, pp.57-72, 117-121, 丸善, 1962.
- 15) 澤潟作雄: 機械基礎の設計と据付, pp.108-113, 丸善, 1968.

(2016. 8. 8 受付, 2016. 10. 28 採用決定)

STUDY ON MACHINE SPECIFICATION OF VIBRATORY ROLLER

Takeshi HASHIMOTO¹, Hiroki KAJITA², Kenichi FUJINO³
and Kazuyoshi TATEYAMA⁴

¹ Senior Researcher, Advanced Technology Research Team, Public Works Research Institute

² Chief Researcher, Advanced Technology Research Team, Public Works Research Institute

³ Team Leader, Advanced Technology Research Team, Public Works Research Institute

⁴ Professor, College of Science and Engineering, Ritsumeikan University

Vibratory rollers used in large scale earth work such as fill dam, road, railroad and airport have high ability in soil compaction. The important machine specifications of vibratory roller which determine the effect in soil compaction are machine mass, roller width, frequency of vibration, engine power, etc. The relations between machine mass and other specifications were investigated through data sheets from machine manufactures in the world. And it was investigated whether it could determine other important specifications uniquely only to choose machine mass. As a result of the investigation, it was made clear that the other specifications were almost estimated from the machine mass of any machines manufactured in any manufacture. The reason of those relations was considered and the possibility of the epoch-making new machine which deviated from conventional specifications was discussed.