



УДК 631.316.22-26

М.А. НАГАЙКА, старший преподаватель,
С.С. ГЛУШКОВ, кандидат технических наук,
С.Г. ЩУКИН, кандидат технических наук, заведующий кафедрой

Новосибирский государственный аграрный университет
e-mail: Mnagayka@mail.ru

ИССЛЕДОВАНИЕ ЛАБОРАТОРНОЙ МОДЕЛИ ВИБРАЦИОННОЙ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩЕЙ МАШИНЫ

Представлены закономерности изменения амплитудно-частотной характеристики лабораторной модели почвообрабатывающей машины, оснащенной инерционным вибровозбудителем планетарного типа. Конструкция лабораторной модели позволяет изменять ее массу, вынуждающую силу вибровозбудителя и частоту ее действия. Анализ экспериментальных данных представлен в виде уравнения регрессии зависимости амплитуды вертикальных колебаний лабораторной модели вибрационной почвообрабатывающей машины от ее собственной массы, массы бегунка и частоты вращения ротора вибровозбудителя. Выбранные факторы являются значимыми и оказывают существенное влияние на функцию отклика. Экспериментально установлено, что возрастание амплитуды колебаний происходит с увеличением частоты вращения ротора вибровозбудителя и массы бегунка. Увеличение массы лабораторной модели приводит к снижению амплитуды колебаний. Описана зависимость амплитуды вертикальных колебаний лабораторной модели от структуры балласта, имитирующего рабочие органы. Установлено, что наиболее рационально размещать центр масс навесной вибрационной машины ближе к навеске трактора путем установки большего числа рабочих органов в первом ряду. Полученные результаты позволили обосновать конструктивные параметры и рассчитать амплитуду вертикальных колебаний экспериментального вибрационного глубокорыхлителя, оснащенного инерционным вибровозбудителем планетарного типа.

Ключевые слова: вибрационная почвообрабатывающая машина, вибровозбудитель, механические колебания, амплитуда, частота.

Один из способов совершенствования эффективности обработки почвы – использование вибрации рабочих органов почвообрабатывающей машины. Вибрационный способ обработки почв позволяет повысить качество выполнения технологических операций и снизить удельные энергозатраты на их выполнение. По данным исследований [1–8], продуктивность использования вибрации напрямую зависит от ее амплитудной и частотной характеристик. Средством возбуждения механических колебаний является вибровозбудитель, от конструктивно-режимных параметров которого зависит характер колебаний рабочих органов. Для ряда вибровозбудителей характеристики колебаний можно определить расчетным путем, однако при их установке на почвообрабатывающую машину, т.е. сложную колебательную систему, определение амплитудно-частотной характеристики затруднительно ввиду большого числа неизвестных независимых переменных [9]. Таким образом, при проектировании вибрационных почвообрабатывающих машин необходимо прогнозировать характеристики вибрации машины в сборе, а не только вибровозбудителя их продуцирующего.

Цель работы – установить закономерности амплитудно-частотной характеристики инерционного вибровозбудителя планетарного типа, установленного на модель почвообрабатывающей машины.

Объект исследования – процесс механических колебаний лабораторной модели вибрационной почвообрабатывающей машины. Предмет исследования – закономерности изменения амплитудно-частотной характеристики модели вибрационной почвообрабатывающей машины в зависимости от ее массы, массы бегунка вибровозбудителя и частоты действия вынуждающей силы.

В Новосибирском государственном аграрном университете в 2014 г. проведены исследования режимов работы инерционного вибровозбудителя планетарного типа, установленного на лабораторную модель почвообрабатывающей машины. Теоретическое изучение влияния конструктивных параметров вибровозбудителя на режим его работы и обоснование оптимальных конструктивных параметров выполнены ранее [10, 11]. На конструкцию вибровозбудителя подана заявка на патент.

Для практического исследования режимов работы вибровозбудителя сконструирована лабораторная модель вибрационной почвообрабатывающей машины (рис. 1).

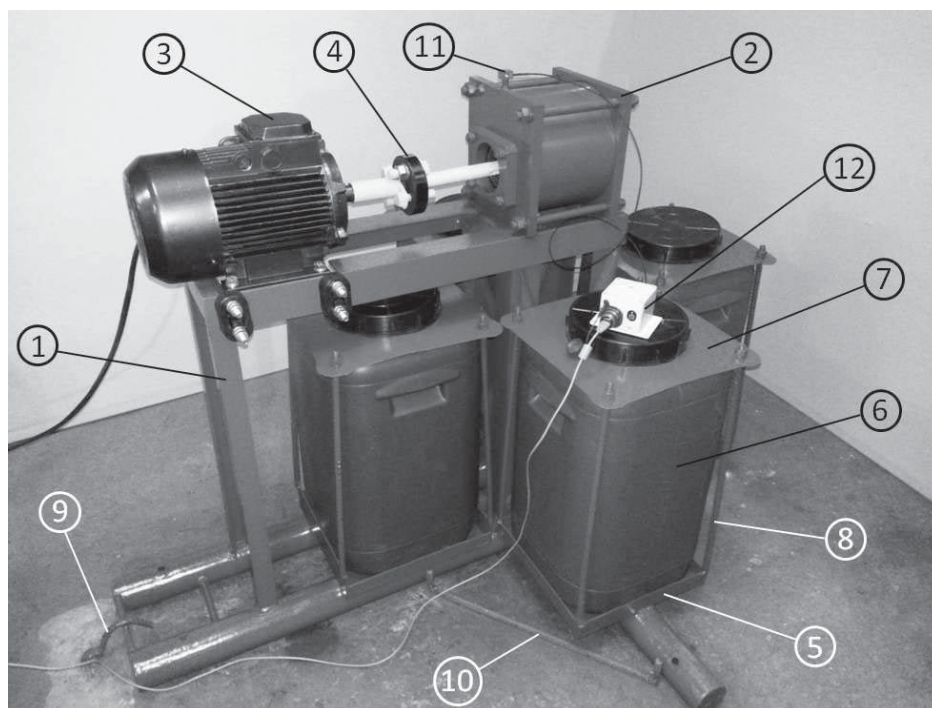


Рис. 1. Устройство лабораторной модели вибрационной почвообрабатывающей машины:

1 – рама; 2 – вибровозбудитель; 3 – электродвигатель; 4 – гибкая муфта; 5 – платформа; 6 – емкость с балластом; 7 – крышка; 8 – стойка; 9 – крюк; 10 – упор; 11 – виброизмерительный преобразователь АР38; 12 – автономный датчик мониторинга вибрации АДМВ-0,5

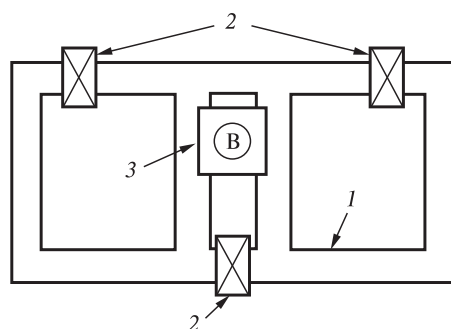


Рис. 2. Схема вибрационной почвообрабатывающей машины, имитируемой лабораторной моделью:

1 – рама; 2 – места установки рабочих органов; 3 – вибровозбудитель; V – вектор поступательной скорости движения машины

Лабораторная модель вибрационной почвообрабатывающей машины (ЛМВПМ) устроена следующим образом. На раме крепятся вибровозбудитель, привод которого осуществляется от трехфазного электродвигателя через валы, соединенные гибкой муфтой. Также на раме располагаются платформы для установки емкостей с балластом. Установка емкостей с балластом позволяет имитировать рабочие органы, жестко закрепленные на раме. Емкости фиксируются на платформах с помощью крышек, крепление которых к стойкам осуществляется резьбовым соединением. С целью имитации крепления навесной вибрационной машины на трехточечную навеску в фундаменте закреплены крюк и упоры. Они ограничивают степени свободы рамы, в результате чего она совершает вращательное движение относительно точки крепления крюка.

На фронтальной плите вибровозбудителя сварным соединением закреплена установочная гайка, на которую с помощью резьбового соединения устанавливается виброизмерительный преобразователь АР38, соединенный кабелем с автономным датчиком мониторинга вибрации АДМВ-0,5 (см. рис. 1). Сигнал с АДМВ-0,5 передается на персональный компьютер через USB интерфейс.

Конструкция лабораторной модели позволяет имитировать рабочий процесс вибрационной почвообрабатывающей машины, оснащенной тремя рабочими органами (рис. 2).

МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЙ

Основными факторами, влияющими на амплитудно-частотный режим механических колебаний системы, являются вынуждающая сила, частота воздействия вынуждающей силы, масса колебательной системы [9]. При проведении экспериментов величина вынуждающей силы изменялась путем установки в вибровозбудитель бегунков различной массы. Частоту воздействия вынуждающей силы изменяли регулированием частоты вращения электропривода с помощью частотного преобразователя Delta. Установившуюся частоту вращения ротора вибровозбудителя фиксировали с помощью бесконтактного тахометра АТТ-6020. Массу ЛМВПМ варьировали путем изменения количества емкостей и массы балласта в них. Масса ЛМВПМ без емкостей для балласта составляет 161 кг. Масса каждой емкости с балластом, которую определяли с помощью динамометра ДПУ-0,2-2, составила $80,5 \pm 1$ кг. Уровни варьирования факторов представлены в таблице.

Уровни варьирования факторов при проведении эксперимента			
Фактор	Уровень		
	высокий	средний	низкий
X1 – масса бегунка, кг	9,1	6,825	4,55
X2 – частота вращения ротора вибровозбудителя, об./мин	940	564	188
X3 – масса установки с балластом, кг	480	320	160

Виброизмерительный преобразователь AP38 11 предназначен для измерения виброускорения колебательной системы (м/с²) в трех плоскостях X, Y, Z. Аналоговый сигнал, поступающий от виброизмерительного преобразователя AP38 11, преобразуется автономным датчиком мониторинга вибрации АДМВ-0,5 в цифровой вид и передается на ПК. Для работы с полученными данными использовали программу ADMV Explorer.

По данным [3], на процесс обработки почвы значительно влияют вертикальные и возвратно-поступательные колебания рабочих органов, в то время как поперечные оказывают меньший полезный эффект. Поскольку на качество крошения почвы более всего влияют вертикальные колебания, в данной работе приведены лишь их значения.

Обработку исходных данных с целью получения информации о виброперемещении (амплитуде колебаний) ЛМВПМ выполняли с помощью дискретного преобразования Фурье. Полученные экспериментальные данные подлежали статистической обработке и регрессионному анализу по общеизвестным методикам [12–14]. Целью регрессионного анализа является получение уравнения регрессии, характеризующего зависимости функции отклика от значимых факторов. Для представленного плана эксперимента уравнение регрессии имеет вид [14]:

$$Y = \theta_0 + \theta_1 \cdot X_1^2 + \theta_2 \cdot X_2^2 + \theta_3 \cdot X_3^2 + \theta_{11} \cdot X_1 + \theta_{22} \cdot X_2 + \theta_{33} \cdot X_3 + \theta_{12} \cdot X_1 \cdot X_2 + \theta_{13} \cdot X_1 \cdot X_3 + \theta_{23} \cdot X_2 \cdot X_3. \quad (1)$$

Для использования уравнения регрессии в качестве расчетной формулы необходимо преобразовать натуральное значение факторов на желаемом уровне в закодированное по формуле [14]

$$X_i = (\tilde{X}_i - \tilde{X}_{i0}) / \Delta, \quad (2)$$

где X_i – значение фактора в кодированном виде; $\tilde{X}_i$ – натуральное значение фактора; $\tilde{X}_{i0}$ – натуральное значение основного (нулевого) уровня фактора; Δ – натуральное значение интервала варьирования фактора.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ И ИХ ОБСУЖДЕНИЕ

В результате регрессионного анализа экспериментальных данных получено уравнение регрессии зависимости амплитуды вертикальных колебаний ЛМВПМ от массы бегунка, частоты вращения ротора вибровозбудителя и ее собственной массы:

$$Y = 2,33 + 0,0937 \cdot X_1^2 + 0,0487 \cdot X_2^2 + 0,841 \cdot X_3^2 + 1,548 \cdot X_1 + 1,583 \cdot X_2 - 1,432 \cdot X_3 + 1,127 \cdot X_1 \cdot X_2 - 0,61 \cdot X_1 \cdot X_3 - 0,715 \cdot X_2 \cdot X_3. \quad (3)$$

Анализ уравнения регрессии показал, что все выбранные факторы являются значимыми и оказывают существенное влияние на функцию отклика. Коэффициенты уравнения регрессии свидетельствуют о возрастании амплитуды колебаний с увеличением частоты вращения ротора вибровозбудителя и массы бегунка, в то время как увеличение массы ЛМВПМ приводит к ее снижению.

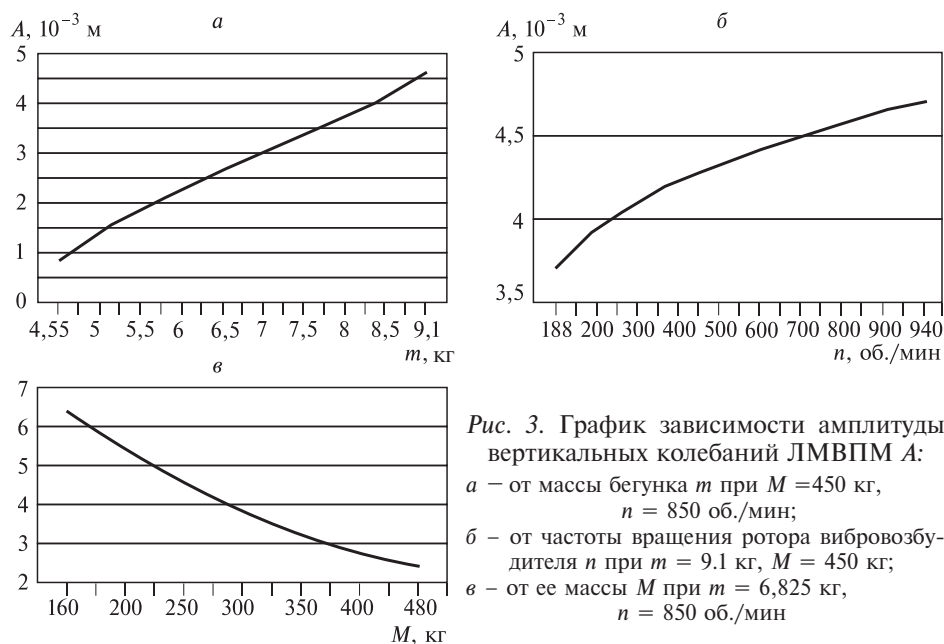
Графики зависимости амплитуды вертикальных колебаний ЛМВПМ A от массы бегунка m , частоты вращения ротора вибровозбудителя n , массы ЛМВПМ M представлены на рис. 3.

При проведении опытов обнаружена зависимость амплитуды колебаний лабораторной модели от структуры балласта. При этом грузы, имитирующие расположенные внутри почвы и связанные ею рабочие органы, размещались на раме ЛМВПМ по схемам «клином вперед» и «клином назад».

Для теоретического описания изученного процесса построена схема лабораторной модели (рис. 4).

При работе вибровозбудителя лабораторная модель совершает вращательное движение относительно шарнира, закрепленного в точке O . Положение вибровозбудителя неизменно и определяет величину плеча $L_{\text{вын}}$ вынуждающей силы $F_{\text{вын}}$. Положение центра масс балласта, имитирующего рабочие органы, зависит от расположения грузов. При расположении грузов «клином вперед» центр масс балласта находится в точке C_1 и определяет величину плеча $L_{\text{и1}}$ силы инерции $F_{\text{и1}}$. При расположении грузов «клином назад» центр масс балласта находится в точке C_2 и определяет величину плеча $L_{\text{и2}}$ силы инерции $F_{\text{и2}}$.

Установлено, что смещение центра масс балласта ближе к шарниру, относительно которого происходят колебания, приводит к уменьшению плеча силы инерции. В результате уменьшается момент инерции модели



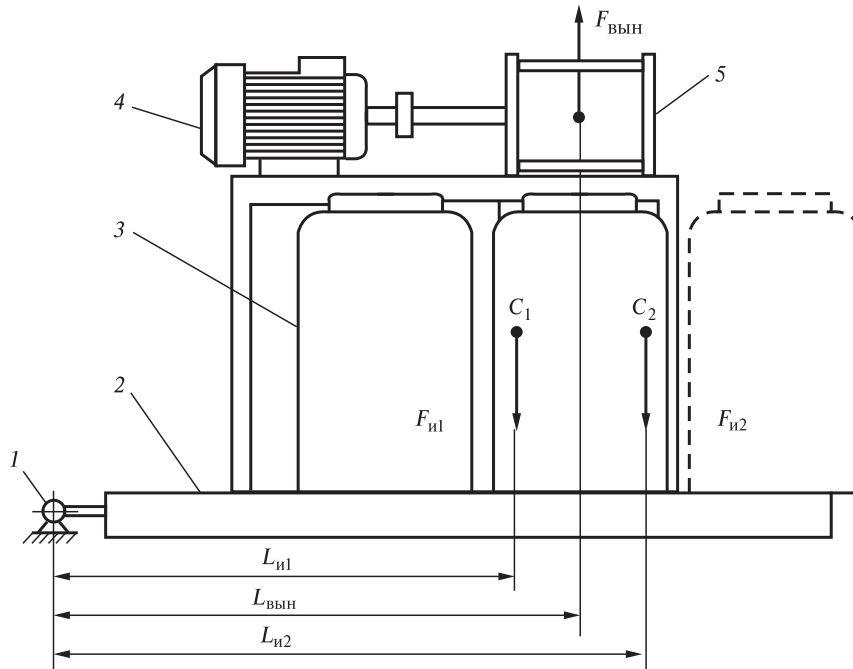


Рис. 4. Схема лабораторной модели вибрационной почвообрабатывающей машины:

1 – шарнир; 2 – рама; 3 – емкость с балластом; 4 – электродвигатель; 5 – вибровозбудитель; C_1 и C_2 – центры масс балласта при расположении грузов соответственно «клином вперед» и «клином назад»; $F_{\text{вын}}$ – вынуждающая сила, создаваемая вибровозбудителем; $F_{\text{и1}}$, $F_{\text{и2}}$ – силы инерции; $L_{\text{вын}}$ – плечо действия вынуждающей силы; $L_{\text{и1}}$, $L_{\text{и2}}$ – плечи действия сил инерции

при неизменном значении момента вынуждающей силы. Это приводит к возрастанию амплитуды колебаний (рис. 5).

На основании полученных результатов можно утверждать, что при проектировании навесной вибрационной почвообрабатывающей машины рационально смещать ее центр масс ближе к навеске трактора. При прочих равных конструктивных параметрах этого можно достичь путем установки большего числа рабочих органов в первом ряду по схеме компоновки «клином назад».

Результаты исследований лабораторной модели вибрационной почвообрабатывающей машины использованы при проектировании экспериментального образца вибрационного глубокорыхлителя.

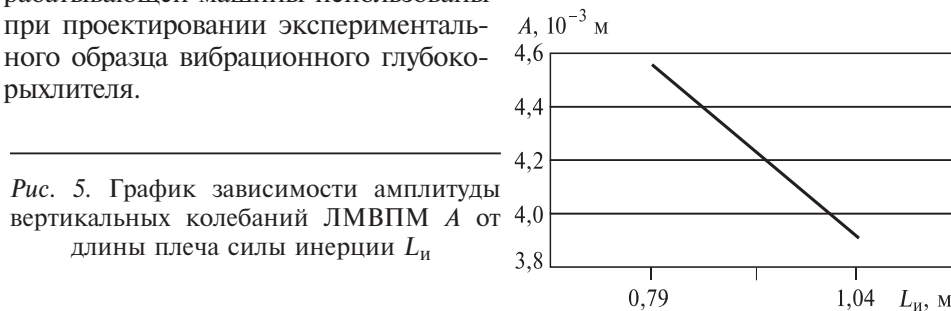


Рис. 5. График зависимости амплитуды вертикальных колебаний ЛМВПМ A от длины плеча силы инерции $L_{\text{и}}$

ВЫВОДЫ

1. Получено уравнение регрессии зависимости амплитуды вертикальных колебаний лабораторной модели почвообрабатывающей машины от ее собственной массы, массы бегунка вибровозбудителя и частоты действия вынуждающей силы.

2. Установлено, что наиболее рационально размещать центр масс навесной вибрационной машины ближе к навеске трактора путем установки большего числа рабочих органов в первом ряду по схеме компоновки «клином назад».

3. Полученные зависимости позволили обосновать конструктивные параметры и рассчитать амплитуду вертикальных колебаний экспериментального образца вибрационного глубокорыхлителя, оснащенного инерционным вибровозбудителем планетарного типа.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Зоненберг Р.М. Исследование влияния вибрации на тяговое сопротивление рабочих органов, взаимодействующих с почвой: автореф. дис. ... канд. техн. наук – Омск, 1965. – 20 с.
2. Дубровский А.А. Основные принципы применения вибраций для повышения эффективности почвообрабатывающих орудий: автореф. дис. ... д-ра техн. наук. – Л., 1963. – 55 с.
3. Дубровский А.А. Вибрационная техника в сельском хозяйстве. – М.: Машиностроение, 1968. – 204 с.
4. Tabatabaekoloor R. Effect of vibratory and non-vibratory subsoiling on the soil engineering properties // International Conference of Agricultural Engineering CIGR-AgEng July 8–12 – Valencia, Spain, 2012. – P. 163–168.
5. Лынов В.И. Вибрационный способ обработки почвы при возделывании картофеля с постоянной технологической колесей: дис. ... канд. техн. наук. – Новосибирск, 1985. – 189 с.
6. Кутубидзе Ш.Е. Исследование эффективности некоторых вибрационных рабочих органов в тяжелых почвенных условиях Грузии: автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Тбилиси, 1969. – 27 с.
7. Дроздов С.Н. Обоснование конструктивно-режимных параметров вибровозбудителя комбинированного почвообрабатывающего орудия: дис. ... канд. техн. наук. – Оренбург, 2013. – 180 с.
8. Harrison H.P. Draft, torque, and power requirements of a simple-vibratory tillage tool // Canadian agricultural engineering. – 1973. – Vol. 15, N 2. – P. 71–74.
9. Слободянюк А.И. Физика для избранных. Механика. – Минск: Белорус. ассоц. «Конкурс», 2009. – 288 с.
10. Нагайка М.А., Шукин С.Г., Соппа М.С. Обоснование конструктивных параметров центробежного вибровозбудителя планетарного типа // Молодежь в аграрной науке и образовании – инновационный потенциал будущего: материалы Всерос. науч.-практ. конф. (Новосибирск, 20–21 сентября 2013 г.). – Новосибирск: изд-во НГАУ, 2013. – С. 95–101.
11. Нагайка М.А., Шукин С.Г. Исследование режима работы центробежного вибровозбудителя планетарного типа применительно к рабочим органам почвообрабатывающих машин // Совершенствование конструкции, эксплуатации и технического сервиса автотракторной и сельскохозяйственной техники: материалы междунар. науч.-практ. конф (19–20 декабря 2013 г.). – Уфа, 2013. – С. 291–295.
12. Спиридонов А.А. Планирование эксперимента при исследовании технологических процессов. – М.: Машиностроение, 1981. – 184 с.
13. Адлер Ю.П., Макарова Е.В., Грановский Ю.В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. – М.: Наука, 1976.
14. Бродский В.З., Бродский Л.И., Голикова Т.И. Таблицы планов эксперимента для факторных и полиномиальных моделей. – М.: Металлургия, 1982. – 752 с.

Поступила в редакцию 11.03.2015

**M.A. NAGAYKA, Senior Lecturer,
S.S. GLUSHKOV, Candidate of Science in Engineering,
S.G. SHCHUKIN, Candidate of Science in Engineering, Chair Holder**

*Novosibirsk State Agrarian University
e-mail: Mnagayka@mail.ru*

INVESTIGATING A LABORATORY MODEL OF VIBRATION TILLAGE MACHINE

There are given patterns of changes in the amplitude-frequency characteristic of a laboratory model of tillage machine equipped with the inertial vibration exciter of the planetary type. Structure of the laboratory model allows changing its mass, the magnitude of driving force of the vibration exciter, and the frequency of its action. The analysis of experimental data is presented in the form of the regression equation describing the vertical vibration amplitude of the laboratory model depending on its own mass, mass of the runner, and the rotor speed of the vibration exciter. The chosen factors are important, and have a significant impact on the response function. It was experimentally established that the increase in vibration amplitude occurs with the increased rotor speed of vibration exciter and weight of the runner. The increase in the weight of laboratory model results in the decreased vibration amplitude. There is described the dependence of vertical vibration amplitude of the model on the structure of ballast simulating working tools of the subsoiler. It has been established that the most efficient way is to place the center of mass of the mounted vibration machine close to the tractor by installing the larger number of working tools in the first row. The results obtained allowed us to substantiate design parameters, and to calculate the vertical vibration amplitude of the experimental vibration subsoiler equipped with the inertial vibration exciter of the planetary type.

Keywords: vibration tillage machine, vibration exciter, mechanical oscillation, amplitude, frequency.
